

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Dvoustupňová čelní koaxiální převodovka

Two Stages Coaxial Helical Gearbox

Student:

Petr Zym

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Miroslav Trochta

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání bakalářské práce

Student: **Petr Zym**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Dvoustupňová čelní koaxiální převodovka**
Two Stages Coaxial Helical Gearbox
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhnete dvoustupňovou koaxiální převodovku, která bude poháněna asynchronním elektromotorem s kotvou nakrátko a bude určena pro pohon pásového dopravníku. Motor má výkon 15 kW a otáčky 1500 ot/min. Převodovka musí mít převodový poměr $15 \pm 3\%$. Požadované parametry ozubených soukolí:

- celočíselné součinitele záběru
- HCR profil ozubení
- šikmé ozubení
- vyrovnané měrné skluzy

Nakreslete sestavný výkres převodovky a výrobní výkres jednoho ozubeného kola.

Seznam doporučené odborné literatury:

Moravec, V., Havlík, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*, Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 20018. 72 s. ISBN 978-80-248-0878-9

Horyl Petr: *Statika a Dynamika*, skripta VŠB-TU Ostrava, 1988

Podešva, J.: *Dynamika v příkladech*. VŠB-TU Ostrava, 1999.

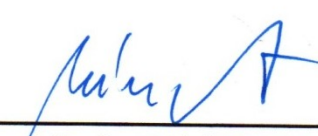
Němček, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*, skripta VŠB-TU Ostrava, 2001

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Miroslav Trochta**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry

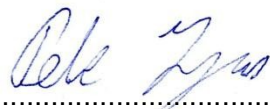



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.


V Ostravě 21.5.2018


.....
podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo –bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 21.5.2018


.....
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Petr Zym

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Kubalova 5, Ostrava-Jih

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Zym, P.: *Dvoustupňová čelní koaxiální převodovka: bakalářská práce*. VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2018, 45 s. Vedoucí práce: Ing. Miroslav Trochta.

Bakalářská práce se zabývá návrhem dvoustupňové čelní koaxiální převodovky pro pohon pásového dopravníku pomocí elektromotoru. V úvodu jsou porovnány výhody a nevýhody různých typů převodovek vhodných pro tuto aplikaci. Rovněž jsou zde uvedeny přínosy šikmých zubů oproti zubům přímým a HCR profilu ozubení oproti profilu standardnímu. Následně jsou pomocí softwaru určeny všechny parametry ozubení a z toho plynoucí silová působení v převodovce. Dále jsou pevnostně zkontrolovány všechny hřídele (staticky i dynamicky) a ložiska ve kterých jsou hřídele uloženy. Následuje rozbor konstrukčních řešení jednotlivých uzlů. V závěru je poté vyhodnoceno splnění podmínek zadání.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

Zym, P.: *Two stages coaxial helical gearbox: bachelor thesis*. VŠB - Technical university of Ostrava, Faculty of mechanical engineering, Department of machine parts and mechanisms, 2018, 45 p. Thesis head: Ing. Miroslav Trochta.

This bachelor thesis is dealing with designing two stages coaxial helical gearbox, which will be used for driving a belt conveyor with electric motor. In the opening there is a description of advantages and disadvantages of different gearbox types suitable for this application. Advantages of helical gears and HCR tooth profile over straight cut gears and standard tooth profile are also mentioned. In the next part, all tooth parameters are calculated by using software. All forces generated by gears are calculated, so all shafts and bearings which are designed after that can be inspected. In the next part there is a list of the most important design solutions in the gearbox which are explained by using images. In the end, there is an evaluation of the design - if the terms from assignment were accomplished.

OBSAH

1. ÚVOD	9
2. TYPY PŘEVODOVEK	10
2.1 Typ soukolí	10
2.2 Půdorys převodovky	11
3. DRUHY OZUBENÍ	12
4. ROZDĚLENÍ PŘEVODOVÉHO POMĚRU DO STUPŇŮ	13
5. URČENÍ PARAMETRŮ OZUBENÍ	14
5.1 Návrh geometrie	14
5.2 Návrh materiálů a pevnostní kontrola ozubení	14
6. KONTROLA HŘÍDELÍ A LOŽISEK	16
6.1 Výpočet sil působících v ozubení	16
6.2 Pevnostní kontrola hřídelí a ložisek	17
6.2.1 Kontrola vstupní hřídele	18
6.2.2 Kontrola předlohové hřídele	27
6.2.3 Kontrola výstupní hřídele	31
6.3 Shrnutí pevnostní kontroly hřídelí a ložisek	36
7. KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ PŘEVODOVKY	37
7.1 Řez převodovkou	37
7.2 Vstupní hřídel	38
7.3 Předlohová a výstupní hřídel	39
7.4 Skříň	39
7.5 Olej	41
8. ZÁVĚR	42
9. SEZNAM LITERATURY	43
10. SEZNAM PŘÍLOH	45

SEZNAM UŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

$a-e, l$	[mm]	Délkové rozměry
b_{wF}/b_{wH}	[mm]	Společná šířka ozubení (ohyb/dotyk)
c_a^*	[mm]	Hlavová vůle
d	[mm]	Průměr
e	[-]	Výpočtový součinitel (výpočet ložisek)
f_0	[-]	Výpočtový součinitel (výpočet ložisek)
f_F/f_H	[-]	Výpočtový součinitel (návrh modulu pro ohyb/dotyk)
h	[mm]	Výška
h_a^*	[-]	Jednotková výška hlavy
k	[-]	Bezpečnost
m	[-]	Výpočtový součinitel (výpočet ložisek)
m_n	[mm]	Normální modul
n	[ot./min.]	Otáčky
p	[MPa]	Tlak
s_a^*	[-]	Jednotková tloušťka hlavy
s_F/s_H	[-]	Bezpečnost ozubení (pro ohyb/dotyk)
t	[mm]	Tloušťka
u	[-]	Převodový poměr
v	[mm]	Výška hladiny
z	[-]	Počet zubů
A	[mm]	Osová vzdálenost
B	[mm]	Šířka ložiska
C	[N]	Dynamická únosnost ložiska
C_0	[N]	Statická únosnost ložiska
F	[N]	Síla
K_A	[-]	Součinitel vnějších dynamických sil
K_F/K_H	[-]	Výpočtový součinitel (návrh modulu pro ohyb/dotyk)
K_{Fa}/K_{Ha}	[-]	Výpočtový součinitel (pevnostní kontrola ozubení)
L_{10}/L_{10h}	[mil.ot.] / [hod.]	Trvanlivost ložiska (v mil. otáček / v hodinách)

M_o	[N.m]	Ohybový moment
P	[N]	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
R_A/R_B	[N]	Reakční síla v podpoře A/B
R_e	[MPa]	Mez kluzu
R_m	[MPa]	Mez pevnosti
T	[N.m]	Točivý moment
W_k/ W_o	[mm ³]	Modul průřezu v krutu/ohybu
X	[-]	Součinitel radiálních sil (výpočet ložisek)
Y	[-]	Součinitel axiálních sil (výpočet ložisek)
α	[°]	Úhel profilu
$\alpha_{1,2,...,5}$	[-]	Součinitel koncentrace napětí
β	[°]	Úhel sklonu šikmého ozubení
$\beta_{1,2,...,5}$	[-]	Vrubový součinitel
δ	[mm]	Průhyb
$\varepsilon_\alpha/ \varepsilon_\beta/ \varepsilon_\gamma$	[-]	Součinitel trvání záběru profilu/kroku/celkový
ε_v	[-]	Součinitel velikosti
η	[-]	Účinnost
η_P	[-]	Součinitel jakosti povrchu
ν	[°]	Natočení průřezu
ν_1	[mm ² /s]	Kinematická viskozita
ρ^*	[-]	Jednotkové zaoblení paty zubu
$\rho_{1,2,...,5}$	[mm]	Poloměr vrubu
σ_o	[MPa]	Napětí v ohybu
σ_c/σ_c^*	[MPa]	Mez únavy hladkého vzorku/skutečné součásti
$\sigma_{Fmax}/\sigma_{Hmax}$	[MPa]	Maximální napětí v zubu při přetížení (v ohybu/dotyku)
σ_{FP}/σ_{HP}	[MPa]	Dovolené napětí v zubu (v ohybu/dotyku)
σ_{RED}	[MPa]	Redukované napětí
τ_k	[-]	Napětí v krutu
φ	[-]	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení evol. drážkování

1. ÚVOD

Převodovky jsou mechanická zařízení sloužící ke změně silových a kinematických parametrů přenášené energie (velikosti točivého momentu, jeho rozdělení do více větví, změně smyslu otáčení, ...). Rozdělují se na mnoho typů podle jejich určení. V případě, že je potřeba měnit velikost převodového poměru (u vozidel, strojů s nastavitelnými otáčkami, ...), jsou používány převodovky řaditelné. U strojů, které nevyžadují regulaci otáček, nebo je tato regulace prováděna jinou cestou, jsou používány převodovky se stálým převodovým poměrem. Samotný převod je možno realizovat mnoha způsoby. Nejběžnější jsou převodovky s čelními, šnekovými, či kuželovými koly. Existují ale i převody hypoidní, šroubové, variátory a další.

Cíle práce:

- návrh ozubení splňujícího podmínky ze zadání, pevnostní kontrola ozubení
- konstrukční návrh dvoustupňové čelní koaxiální převodovky
- pevnostní kontrola hřídelí a spojů hřídelí s náboji ozubených kol a spojek
- kontrola trvanlivosti navržených valivých ložisek
- vypracování sestavného výkresu převodovky a výrobního výkresu jednoho ozubeného kola

Převodovka má stálý převodový poměr a je určena k pohonu pásového dopravníku pomocí elektromotoru.

2. TYPY PŘEVODOVEK

Průmyslové převodovky s ozubenými koly a stálým převodovým poměrem můžeme dělit podle několika kritérií. V této práci je popsáno dělení podle typu soukolí a půdorysu převodovky.

2.1 Typ soukolí

- čelní
- kuželové
- hypoidní
- šnekové
- další

Vícestupňové převodovky mohou být složeny z několika různých typů sokolí - např. kuželového na prvním stupni a čelního na stupni druhém.

Pro pohon pásového dopravníku, pokud bychom počítali se zadaným převodovým poměrem 15, by bylo obecně možno použít následující typy převodů:

Čelní soukolí: Čelní ozubená kola jsou oproti ostatním druhům snadno vyrobitelná. V soukolí mohou mít obě kola vnější ozubení, nebo jedno z nich může mít ozubení vnitřní. Zvláštním případem kombinace kol s vnějším a vnitřním ozubením je tzv. planetový převod. Osy čelních kol jsou vždy rovnoběžné. Realizovaný převodový poměr na jednom stupni by optimálně neměl být větší, než 6^1 - je tedy zřejmé, že pro zadaný převodový poměr 15 musí být čelní převodovka dvoustupňová. Ani planetové soukolí problém neřeší - jeho převodový poměr by neměl přesáhnout 7^2

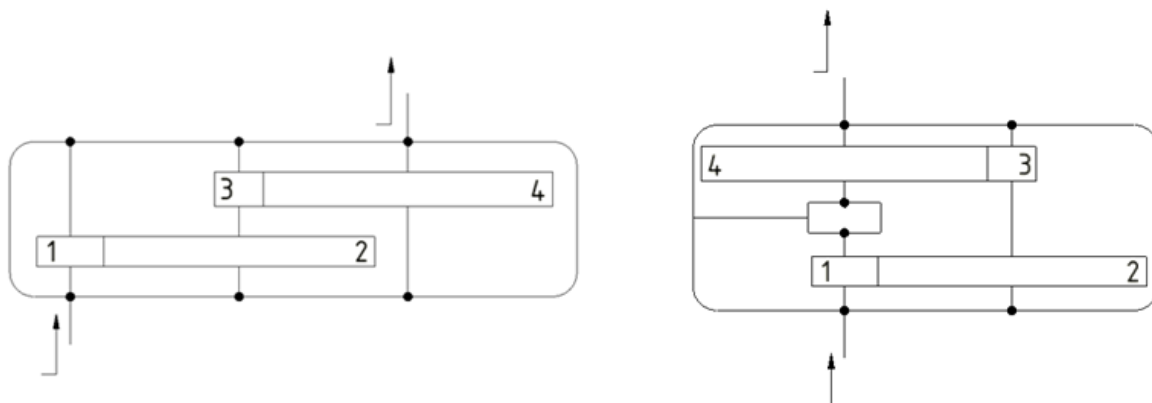
Kuželové soukolí: Kuželová ozubená kola jsou oproti čelním kolům náročnější na výrobu - zvláště pokud mají zakřivené zuby. Převodový poměr kuželového soukolí by podle ¹ neměl být vyšší, než 4, takže pro dosažení celkového převodového poměru 15 by bylo nezbytné použít dva stupně. Použití dvou stupňů by zároveň umožnilo, aby byly vstupní a výstupní hřídele rovnoběžné.

Hypoidní soukolí: Hypoidním soukolím lze realizovat převodový poměr až 8^1 . Je však velmi náročné na výrobu a osy kol jsou mimoběžné.

Šnekové soukolí: Šnekové soukolí umožňuje dosažení převodového poměru $5-100^1$, bylo by tedy možno použít pouze jeden stupeň. Je však náročné na výrobu, má nízkou účinnost a osy kola a šneku jsou mimoběžné.

2.2 Půdorys převodovky

V případě volby převodu čelními ozubenými koly se jako nejvhodnější jeví dvě varianty. Převodovka dvoustupňová s hřídelemi za sebou (Obr. 2.1 vlevo) nebo dvoustupňová s hřídelemi vedle sebe (Obr. 2.1 vpravo). Obě tyto varianty mají své výhody a nevýhody.



Obr. 2.1 - Dvoustupňová čelní převodovka s hřídelemi za sebou / vedle sebe

Uspořádání hřídelí za sebou je konstrukčně i výrobně jednodušší, převodovka je ale delší a jelikož jsou standardně vzdálenosti protilehlých ložisek stejné, jsou vstupní a výstupní hřídele zbytečně dlouhé.

Koaxiální převodovka vzhledem k nutnosti uložení čtyř ložisek do jedné osy nabývá větších šířkových rozměrů, což prodlužuje hřídel předlohou. K vnitřním ložiskům vstupní a výstupní hřídele je horší přístup a rovněž výroba skříně je o něco složitější (i když stále je převodovka výrobně a konstrukčně jednodušší, než např. šneková či kuželová). V některých případech však může být požadována souosost vstupní a výstupní hřídele, což toto řešení umožňuje.

Zadaná převodovka má být čelní koaxiální, z čehož lze vyčíst požadavek na:

- souosost vstupní a výstupní hřídele
- malou délku
- relativně jednoduchou a levnou výrobu
- vysokou účinnost

3. DRUHY OZUBENÍ

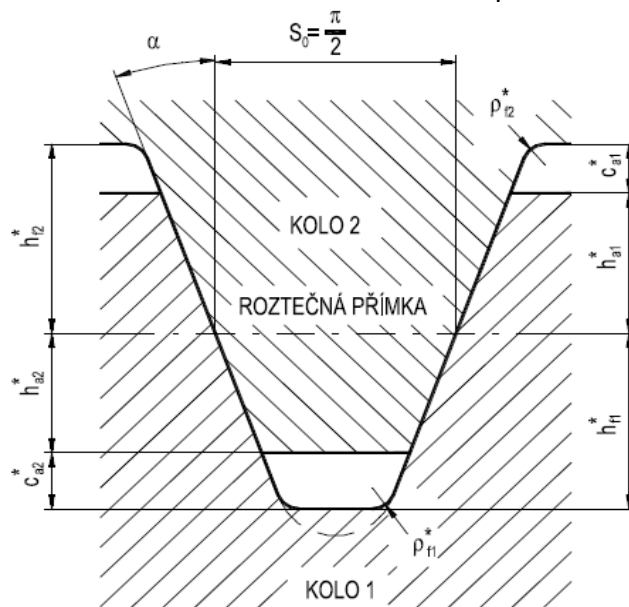
Čelní soukolí může mít buď přímé, nebo šikmé ozubení. Hlavní nevýhodou šikmých zubů oproti zubům přímým je vznik axiální síly v ozubení. Tato síla roste se zvětšujícím se úhlem sklonu zubů a dodatečně namáhá hřídele a ložiska. I přesto je však šikmé ozubení obecně možno považovat za výhodnější pro užití v převodovkách. Vstup i výstup šikmých zubů do (ze) záběru je postupný, což zklidňuje chod. Šikmé ozubení umožňuje stálý záběr 2 i více párů zubů (i s použitím standardního profilu), díky čemuž se síly rozloží mezi více párů zubů, které jsou pak méně zatížené. Běžný úhel sklonu šikmých zubů je cca $7^\circ - 30^\circ$ ³

Kromě volby šikmých/přímých zubů je možno měnit také samotný profil ozubení (Obr.3.1). Standardní profil dle ČSN ISO 21771¹³ obecně nenabízí ideální záběrové podmínky, nástroje pro jeho výrobu jsou však běžně dostupné. Nestandardní profil zubu je takový, který se minimálně jedním parametrem odlišuje od profilu standardního. Takový profil je možno přesně přizpůsobit každé aplikaci a tím získat ideální parametry záběru. Nástroje však musí být vyráběny na zakázku, proto je jeho užití nákladnější. U řešené převodovky byl za účelem zjednodušení výroby použit shodný HCR profil pro oba stupně - parametry viz tab. 3.1

Tab. 3.1 - Porovnání standardního a nestandardního profilu

Profil	ha^*	ca^*	ρ^*	α
Standard	1	0,25	0,38	20°
HCR	1,25	0,25	0,32	18°

HCR (high contact ratio) profil (neboli „vysoké zuby“) má obvykle menší úhel profilu a vyšší hlavu zubu, než profil standardní. Tím se prodlužuje vzájemný kontakt zubů, díky čemuž jsou vždy v záběru 2 páry zubů (při uvažování přímých zubů), což má za následek snížení buzení hluku a vibrací. Rozložení sil mezi více páru zubů pak vede ke zmenšení velikosti převodů



Obr. 3.1 - Základní profil ozubení ²

4. ROZDĚLENÍ PŘEVODOVÉHO POMĚRU DO STUPŇŮ

Zadaný převodový poměr ($u = 15$) je potřeba vhodně rozdělit do dvou stupňů tak, aby byla minimalizována velikost převodovky. Za tímto účelem byl v prostředí Microsoft Excel 2007 vytvořen algoritmus hledající nejmenší osovou vzdálenost hřídelí pro různé kombinace převodových poměrů prvního a druhého stupně. Výpočet je založen na vzorcích 4.1 a 4.2¹² pro předběžný výpočet modulu. Pro $u_1 = 0,1 ; 0,2 ; \dots ; 15$ a odpovídající u_2 je vždy vypočten modul v dotyku i ohybu pro oba stupně. Z většího modulu je vždy vypočtena příslušná osová vzdálenost pro daný stupeň a následně vybrána ta větší. Největší osové vzdálenosti pro každou kombinaci jsou porovnány (Tab 4.1).

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{(b_{wH}/d_1) \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}} \rightarrow m_{nH} = \frac{d_1 \cdot \cos \beta}{z_1} \quad (4.1)$$

$$m_{nF} = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1}{(b_{wF}/d_1) \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} \quad (4.2)$$

Předběžně jsou uvažovány stejné materiály a stejné hodnoty koeficientů pro první a druhý stupeň. Jelikož se jedná o návrh koaxiální převodovky (osová vzdálenost 1. a 2. stupně musí být stejná), bere se větší hodnota osové vzdálenosti za směrodatnou s tím, že úměrné zvětšení menší osové vzdálenosti povede ke zvýšení bezpečnosti jednoho ze stupňů. Cílem výpočtu není určení modulů ani osové vzdálenosti, pouze rozdělení převodového poměru.

Tab. 4.1 - Část porovnávací tabulky (optimální řešení zeleně, nejbližší užitému červeně)

u_{12}	u_{34}	T_2	z_2	z_4	m_{12H}	m_{12F}	m_{12}	m_{34H}	m_{34F}	m_{34}	A_{12}	A_{34}	A
0,1	150	9,55	2,3	3900	4,29	2,23	4,29	0,81	1,01	1	56	2066	2066
0,2	75	19,1	4,6	1950	3,505	2,23	3,5	1,02	1,28	1,3	50	1310	1310
...
5,5	2,7	525	127	70,9	2,039	2,23	2,23	3,4	3,86	3,9	172	194	194
5,6	2,7	535	129	69,6	2,037	2,23	2,23	3,43	3,88	3,9	174	193	193
5,7	2,6	544	131	68,4	2,036	2,23	2,23	3,45	3,9	3,9	177	191	191
5,8	2,6	554	133	67,2	2,034	2,23	2,23	3,48	3,93	3,9	180	190	190
5,9	2,5	563	136	66,1	2,032	2,23	2,23	3,5	3,95	3,9	182	189	189
6	2,5	573	138	65	2,031	2,23	2,23	3,53	3,97	4	185	187	187
6,1	2,5	583	140	63,9	2,029	2,23	2,23	3,55	3,99	4	188	186	188

Z konstrukčních důvodů jsou voleny následující počty zubů: ($z_1 = 23$; $z_2=128$; $z_3 = 26$; $z_4=69$)

Výpočet odchylky skutečného převodového poměru od zadaného:

$$\frac{u_{skutečný}}{u_{zadaný}} = \frac{\frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}}{\frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}} = \frac{\frac{128 \cdot 69}{23 \cdot 26}}{15} = 0,985 \rightarrow \text{odchylka } 1,5\% < 3\% \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (4.3)$$

5. URČENÍ PARAMETRŮ OZUBENÍ

Aby navržené ozubení vyhovovalo, musí splňovat geometrické parametry dané zadáním a vykázat dostatečnou bezpečnost při pevnostní kontrole.

5.1 Návrh geometrie

S pomocí programu Geometrie.exe byly určeny geometrické parametry ozubení obou stupňů tak, aby byly splněny podmínky ze zadání (celočíselné součinitele záběru, vyrovnané měrné skluzy) a další důležitá kritéria (dostatečná tloušťka zubu na hlavě, zaokrouhlené hl. průměry). V Tab. 5.1 jsou uvedeny vybrané parametry, kompletní soupis - viz seznam příloh. Normální moduly obou soukolí jsou: $m_{n12} = 1,75\text{mm}$ a $m_{n34} = 2,75\text{mm}$. Za účelem zjednodušení výroby jsou parametry základních profilů obou stupňů shodné (vyjma modulu) - viz Tab. 3.1.

Tab. 5.1 - Vybrané geometrické parametry navržených soukolí

kolo	β	ε_α	ε_β	ε_γ	Měrný skluz hlava	Měrný skluz pata	s_a^*	d [mm]	d_a [mm]	d_f [mm]
1	14,1°	2,042	2,016	4,058	0,650	-1,849	0,33	41,5	47,5	38
2					0,649	-1,855	0,78	231	231,1	221,6
3	15,5°	2,041	2,026	4,067	0,667	-1,943	0,42	74,2	83	67,9
4					0,660	-2,004	0,75	196,9	200,6	185,6

Minimální tloušťky hlav zubů by měly být $s_a^* = 0,25$ (netvrzené zuby) resp. $s_a^* = 0,4$ (tvrzené zuby)¹². Jelikož je ozubení 1. stupně netvrzené a 2. stupně tvrzené (viz kapitola 5.2), tloušťky hlav jsou dostatečné. Měrné skluzy nejsou zcela shodné. To je dáno tím, že pro výrobu hlavových průměrů soustružením je potřeba tyto zaokrouhlit, což mírně mění parametry záběru. Obecně lze měrný skluz do absolutní hodnoty 2 považovat za dostatečně malý, navržená soukolí tedy velikost měrných skluzů neohrožuje.

Součinitele záběru ε_α a ε_β by neměly být přesně celočíselné - měly by být zvětšeny o cca 1% až 5%, aby vlivem nepřesností výroby resp. opotřebením při chodu pod požadované celé číslo neklesly.

5.2 Návrh materiálů a pevnostní kontrola ozubení

U ozubených soukolí se užívají různé materiály a různé druhy chemicko-tepelného zpracování, které je možno v soukolí různě kombinovat. Běžná je kombinace kaleného

pastorku a nekaleného kola, čímž je usnadněno tzv. zaběhnutí. V hodně zatížených převodovkách, v převodovkách vozů a dalších bývají obě kola kalená, což vyžaduje přesnější výrobu, tužší uložení, či užití modifikací - je tím však dosaženo významného zmenšení rozměrů převodu.

Pro navrženou geometrii se jako více namáhaný ukázal druhý stupeň, je zde tedy volen tvrzený pastorek i kolo. Užito je povrchové kalení po boku zubu, které se provádí indukčně nebo laserem. Jedná se jednoduchý a levný způsob dosažení zvýšené tvrdosti povrchu.

U stupně prvního není povrchové kalení vzhledem k malé velikosti modulu (1,75mm) možné. Bylo tedy nutno zvolit menší úhel β , než u stupně druhého a následně zvětšit společnou šířku kol tak, aby ε_β zůstal celočíselný a soukolí pevnostně vyhovovalo i v netvrzeném, ale pouze zušlechtěném stavu.

Pastorky obou stupňů jsou vyfrézovány přímo do hřídelí, materiál použitý na všechna ozubená kola i hřídele je ocel 14 140. Po hrubém obrobení jsou všechny součásti zušlechtěny a ozubení druhého stupně dodatečně povrchově zakaleno. Broušením jsou poté dokončeny dosedací plochy pro ložiska na hřídelích, zuby obou stupňů jsou rovněž broušeny (na stupeň přesnosti IT6).

V tab. 5.2 jsou uvedeny výsledky pevnostní kontroly. Kompletní soupis vstupních a výstupních údajů pevnostní kontroly viz seznam příloh. Kontrola byla provedena v programu CSNw.exe dle normy DIN 3990. Koeficienty ($K_{Fa12} = 0,9$; $K_{Fa34} = 1$ a $K_{Ha12} = K_{Ha34} = 0,6$) respektující zvýšený součinitel $\varepsilon_\alpha > 2$ byly převzaty z publikace ⁴.

Tab. 5.2 - Výsledky pevnostní kontroly navržených soukolí

kolo	s_F	s_H	σ_{Fmax} [MPa]	σ_{Hmax} [MPa]
1	4,741	1,436	216	679,7
2	3,620	1,436	282,9	679,7
3	2,465	2,000	365,2	806,1
4	1,992	2,000	451,9	806,1

Aby soukolí vyhovovalo, musí všechna kola splňovat následující podmínky¹:

$$s_F \geq (1,4 - 1,7)$$

$$s_H \geq (1,1 - 1,2)$$

$$\sigma_{Fmax} \leq \sigma_{FPmax} \quad (\sigma_{FPmax12} = 1024 \text{ MPa} , \sigma_{FPmax34} = 900 \text{ MPa})$$

$$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax} \quad (\sigma_{HPmax12} = 1783,6 \text{ MPa} , \sigma_{HPmax34} = 2400 \text{ MPa})$$

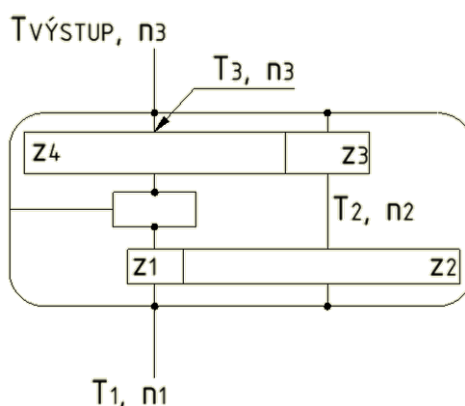
Všechny výše uvedené podmínky jsou splněny, obě soukolí pevnostně vyhovují.

6. KONTROLA HŘÍDELÍ A LOŽISEK

Hřídele byly konstrukčně navrženy tak, aby byly dostatečně tuhé a vyhovovaly požadavkům na statickou i dynamickou bezpečnost. Ložiska byla navržena tak, aby měla všechna stejný vnější průměr a usnadnila se tak výroba skříně. Je také dán důraz na to, aby měla ložiska přibližně stejnou trvanlivost s výjimkou ložisek vnitřních. Ta mají trvanlivost zvýšenou. Dle ¹² je pohon pásového dopravníku považován za plynulý bez rázů ($K_A = 1$), ve výpočtech tedy není s přetěžováním a rázy počítáno - je počítáno s jednou hladinou zatížení odpovídající maximálnímu výkonu motoru při nominálních otáčkách.

6.1 Výpočet sil působících v ozubení

Ze základních parametrů ozubení (viz Tab. 3.1 a Tab. 5.1) a zadaných hodnot lze vypočítat síly, které jsou buzeny ozubeným převodem a zatěžují hřídele a ložiska (Obr. 6.1).



Obr. 6.1 - Točivé momenty v navržené převodovce

Výpočet kroutících momentů:

$$T_1 = \frac{P_1}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n_1}{60}} = \frac{15\,000}{2 \cdot \pi \cdot \frac{1500}{60}} = 95,5 \text{ Nm} \quad (6.1)$$

$$T_2 = T_1 \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \eta_{OZ} \cdot \eta_{LOZ1} \cdot \eta_{BR} = 95,5 \cdot \frac{128}{23} \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 500 \text{ Nm} \quad (6.2)$$

$$T_3 = T_2 \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \eta_{OZ} \cdot \eta_{LOZ2} \cdot \eta_{BR} = 500 \cdot \frac{69}{26} \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 1250 \text{ Nm} \quad (6.3)$$

$$T_{VYSTUP} = T_3 \cdot \eta_{LOZ3} = 1250 \cdot 0,99 = 1238 \text{ Nm} \quad (6.4)$$

Výpočet sil v ozubení prvního soukolí ⁴:

$$F_{T\,1,2} = \frac{T_1}{\frac{d_1}{2}} = \frac{95\,500}{\frac{41,5}{2}} = \mathbf{4602\,N} \quad (6.5)$$

$$F_{A\,1,2} = F_{T\,1,2} \cdot \operatorname{tg}(\beta_{1,2}) = 4602 \cdot \operatorname{tg}(14,1^\circ) = \mathbf{1156\,N} \quad (6.6)$$

$$F_{R\,1,2} = F_T \cdot \frac{\operatorname{tg}(\alpha_{1,2})}{\cos(\beta_{1,2})} = 4602 \cdot \frac{\operatorname{tg}(18^\circ)}{\cos(14,1^\circ)} = \mathbf{1542\,N} \quad (6.7)$$

Výpočet sil v ozubení druhého soukolí ⁴:

$$F_{T\,3,4} = \frac{T_2}{\frac{d_3}{2}} = \frac{500\,000}{\frac{74,2}{2}} = \mathbf{13\,477\,N} \quad (6.8)$$

$$F_{A\,3,4} = F_{T\,3,4} \cdot \operatorname{tg}(\beta_{3,4}) = 13\,477 \cdot \operatorname{tg}(15,5^\circ) = \mathbf{3738\,N} \quad (6.9)$$

$$F_{R\,3,4} = F_T \cdot \frac{\operatorname{tg}(\alpha_{3,4})}{\cos(\beta_{3,4})} = 13\,477 \cdot \frac{\operatorname{tg}(18^\circ)}{\cos(15,5^\circ)} = \mathbf{4544\,N} \quad (6.10)$$

6.2 Pevnostní kontrola hřídelí a ložisek

V převodovce se nacházejí celkem tři hřídele: Vstupní, předloková a výstupní. Všechny tyto hřídele jsou zatíženy silami od ozubení a jsou pevnostně zkontrolovány. Při konstrukci převodovky byl uvažován PRAVÝ smysl otáčení motoru. Pro tento smysl jsou silové poměry na hřídelích a ložiscích výhodnější. Z tohoto důvodu jsou hřídele kontrolovány pro LEVÝ smysl otáčení motoru, při kterém jsou více zatíženy. Reakce jsou vypočteny pro oba smysly.

Všechny tři hřídele jsou vyrobeny ze stejného materiálu, mají tedy tyto společné vlastnosti:

Materiál: **14 140.8**

$$R_m = \mathbf{900\,MPa}^{14}$$

$$R_e = \mathbf{560\,MPa}^{14}$$

$$\sigma_c = 0,44 \cdot R_m = 0,44 \cdot 900 = \mathbf{396\,MPa}^2 \quad (6.11)$$

6.2.1 Kontrola vstupní hřídele

Válcový konec hřídele (statický krut) ⁵:

Navržený válcový konec ČSN 01 4990 $\varnothing 22$ js6 x 50mm ⁶ má v sobě vyfrézovanou drážku pro těsné pero. Délka drážky je 40mm (Pero 6e7 x 5 x 40 ČSN 02 2562)

$$k = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_K} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\frac{T_1}{\frac{\pi \cdot (d-t)^3}{16}}} = \frac{0,577 \cdot 560}{\frac{95\,500}{\frac{\pi \cdot 16,5^3}{16}}} = 3,0 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (6.12)$$

Těsné pero (tlak mezi perem a nábojem spojky) ⁷:

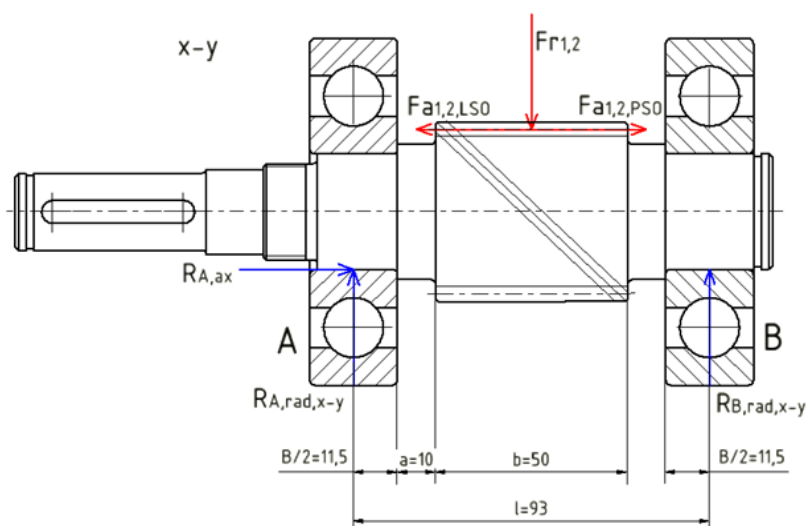
$$p_{DOV} = 120 \text{ MPa}$$

$$p = \frac{F}{S} = \frac{\frac{2 \cdot T_1}{d}}{t_1 \cdot (l - b)} = \frac{\frac{2 \cdot 95\,500}{20}}{2,5 \cdot (40 - 6)} = 112 \text{ MPa} < p_{DOV} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (6.13)$$

VÝPOČET REAKCÍ ⁵

Silová působení na vstupní hřídel jsou naznačena na Obr. 6.2 a 6.3

Rovina x-y



Obr. 6.2 - Silová působení v rovině x-y
(PSO = pravý smysl otáčení, LSO = levý)

$$\sum M_{iA} = 0 \quad (6.14)$$

$$F_{r1,2} \cdot \left(\frac{B}{2} + a + \frac{b}{2} \right) + F_{a1,2} \cdot \frac{d_1}{2} - R_{B,rad,x-y} \cdot l = 0$$

$$R_{B,rad,x-y} = \frac{F_{r1,2} \cdot \left(\frac{B}{2} + a + \frac{b}{2} \right) + F_{a1,2} \cdot \frac{d_1}{2}}{l} = \frac{1542 \cdot \left(11,5 + 10 + \frac{50}{2} \right) + 1156 \cdot \frac{41,5}{2}}{93} = 1029 \text{ N}$$

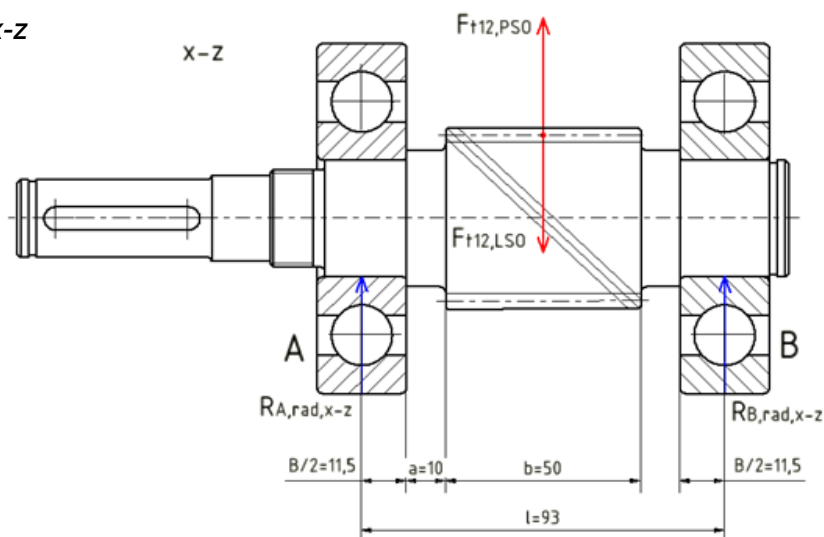
$$\sum F_{iy} = 0 \quad (6.15)$$

$$R_{A,rad,x-y} - F_{r1,2} + R_{B,rad,x-y} = 0$$

$$R_{A,rad,x-y} = F_{r1,2} - R_{B,rad,x-y} = 1542 - 1029 = 513 \text{ N}$$

$$R_{A,ax} = F_{a1,2} = 1156 \text{ N} \quad (6.16)$$

Rovina x-z



Obr. 6.3 - Silová působení v rovině x-z
(PSO = pravý smysl otáčení, LSO = levý)

$$R_{A,rad,x-z} = R_{B,rad,x-z} = \frac{F_{t1,2}}{2} = 2301 \text{ N} \quad (6.17)$$

Výsledné radiální reakce

$$R_{A,rad} = \sqrt{R_{A,rad,x-y}^2 + R_{A,rad,x-z}^2} = \sqrt{513^2 + 2301^2} = 2357 \text{ N} \quad (6.18)$$

$$R_{B,rad} = \sqrt{R_{B,rad,x-y}^2 + R_{B,rad,x-z}^2} = \sqrt{1029^2 + 2301^2} = 2521 \text{ N} \quad (6.19)$$

VSTUPNÍ HŘÍDEL SE OTÁČÍ DOLEVA (nepředpokládaný stav)

$$\sum M_{iA} = 0 \quad (6.20)$$

$$F_{r1,2} \cdot \left(\frac{B}{2} + a + \frac{b}{2}\right) - F_{a1,2} \cdot \frac{d_1}{2} - R_{B,rad,x-y} \cdot l = 0$$

$$R_{B,rad,x-y} = \frac{F_{r1,2} \cdot \left(\frac{B}{2} + a + \frac{b}{2}\right) - F_{a1,2} \cdot \frac{d_1}{2}}{l} = \frac{1542 \cdot \left(11,5 + 10 + \frac{50}{2}\right) - 1156 \cdot \frac{41,5}{2}}{93} = 513 \text{ N}$$

$$\sum F_{iy} = 0 \quad (6.21)$$

$$R_{A,rad,x-y} - F_{r1,2} + R_{B,rad,x-y} = 0$$

$$R_{A,rad,x-y} = F_{r1,2} - R_{B,rad,x-y} = 1542 - 513 = 1029 \text{ N}$$

$$R_{A,ax} = F_{a1,2} = 1156 \text{ N}$$

$$R_{A,rad,x-z} = R_{B,rad,x-z} = \frac{-F_{t1,2}}{2} = -2301 \text{ N} \quad (6.22)$$

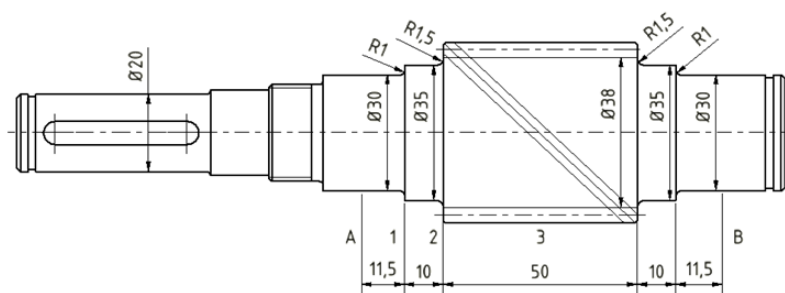
Výsledné radiální reakce

$$R_{A,rad} = \sqrt{R_{A,rad,x-y}^2 + R_{A,rad,x-z}^2} = \sqrt{1029^2 + (-2301)^2} = 2521 \text{ N} \quad (6.23)$$

$$R_{B,rad} = \sqrt{R_{B,rad,x-y}^2 + R_{B,rad,x-z}^2} = \sqrt{513^2 + (-2301)^2} = 2357 \text{ N} \quad (6.24)$$

PEVNOSTNÍ KONTROLA

Vstupní hřídel je mezi ložisky zcela souměrná. Díky tomu se hodnoty reakcí v obou ložiscích pro různé smysly otáčení pouze vzájemně vyměnily. Z tohoto důvodu stačí provést pevnostní kontrolu pouze pro jeden smysl otáčení. Zde bude kontrola provedena pro LEVÝ smysl otáčení a kritická místa 1-3 (viz Obr 6.4).



Obr. 6.4 - Rozměry hřídele podstatné pro pevnostní kontrolu

STATICKÁ KONTROLA HŘÍDELE⁵

Statická napětí v krutu

$$\tau_{k1} = \frac{T_1}{W_{k1}} = \frac{T_1}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{16}} = \frac{95\,500}{\frac{\pi \cdot 30^3}{16}} = \mathbf{18\,MPa} \quad (6.25)$$

$$\tau_{k2} = \frac{T_1}{W_{k2}} = \frac{T_1}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{16}} = \frac{95\,500}{\frac{\pi \cdot 35^3}{16}} = \mathbf{11,3\,MPa} \quad (6.26)$$

$$\tau_{k3} = \frac{T_1}{W_{k3}} = \frac{T_1}{\frac{\pi \cdot d_f^3}{16}} = \frac{95\,500}{\frac{\pi \cdot 38^3}{16}} = \mathbf{8,9\,MPa} \quad (6.27)$$

Ohybové momenty v rovině x-y

$$M_{o1,x-y} = R_{A,rad,x-y} \cdot \frac{B}{2} = 1029 \cdot 11,5 = \mathbf{11\,834\,Nmm} \quad (6.28)$$

$$M_{o2,x-y} = R_{A,rad,x-y} \cdot \left(\frac{B}{2} + a\right) = 1029 \cdot (11,5 + 10) = \mathbf{22\,124\,Nmm} \quad (6.29)$$

$$M_{o3,x-y} = R_{A,rad,x-y} \cdot \left(\frac{B}{2} + a + \frac{b}{2}\right) = 1029 \cdot (11,5 + 10 + 25) = \mathbf{47\,849\,Nmm} \quad (6.30)$$

Ohybové momenty v rovině x-z

$$M_{o1,x-z} = R_{A,rad,x-z} \cdot \frac{B}{2} = 2301 \cdot 11,5 = \mathbf{26\,462\,Nmm} \quad (6.31)$$

$$M_{o2,x-z} = R_{A,rad,x-z} \cdot \left(\frac{B}{2} + a\right) = 2301 \cdot (11,5 + 10) = \mathbf{49\,471\,Nmm} \quad (6.32)$$

$$M_{o3,x-z} = R_{A,rad,x-z} \cdot \left(\frac{B}{2} + a + \frac{b}{2}\right) = 2301 \cdot (11,5 + 10 + 25) = \mathbf{106\,997\,Nmm} \quad (6.33)$$

Výsledné ohybové momenty

$$M_{01} = \sqrt{M_{01,x-y}^2 + M_{01,x-z}^2} = \sqrt{11\,834^2 + 26\,462^2} = \mathbf{28\,988\,Nmm} \quad (6.34)$$

$$M_{02} = \sqrt{M_{01,x-y}^2 + M_{01,x-z}^2} = \sqrt{22\,124^2 + 49\,471^2} = \mathbf{54\,193\,Nmm} \quad (6.35)$$

$$M_{03} = \sqrt{M_{01,x-y}^2 + M_{01,x-z}^2} = \sqrt{47\,849^2 + 106\,997^2} = \mathbf{117\,209\,Nmm} \quad (6.36)$$

Součinitele koncentrace napětí

$$\alpha_1 = 2,25 \left(\frac{D}{d} = \frac{35}{30} = 1,17 \quad \frac{R}{d} = \frac{1}{30} = 0,033 \right) \quad (8) \quad (6.37)$$

$$\alpha_2 = 2,10 \left(\frac{D}{d} = \frac{38}{35} = 1,09 \quad \frac{R}{d} = \frac{1,5}{35} = 0,043 \right) \quad (8) \quad (6.38)$$

$$R_3 = \rho_3 = \rho^* \cdot m = 0,32 \cdot 1,75 = \mathbf{0,56\,mm} \quad (6.39)$$

$$\alpha_{k3} = 6,083 - 14,775 \cdot \left(\frac{10 \cdot \rho_3}{D} \right) + 18,25 \cdot \left(\frac{10 \cdot \rho_3}{D} \right)^2 = \quad (6.40)$$

$$= 6,083 - 14,775 \cdot \left(\frac{10 \cdot 0,56}{38} \right) + 18,25 \cdot \left(\frac{10 \cdot 0,56}{38} \right)^2 = \mathbf{4,3}$$

$$\alpha_3 = 1,3 \cdot \alpha_{k3} = 1,3 \cdot 4,3 = \mathbf{5,6} \quad (6.41)$$

(6.40 - empirický vzorec pro výpočet α u rovnobokého drážkování)¹⁵

Napětí v ohybu

$$\sigma_{S01} = \frac{M_{01}}{W_{01}} \cdot \alpha_1 = \frac{M_{01}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}} \cdot \alpha_1 = \frac{28\,988}{\frac{\pi \cdot 30^3}{32}} \cdot 2,25 = \mathbf{24,6\,MPa} \quad (6.42)$$

$$\sigma_{S01} = \frac{M_{02}}{W_{02}} \cdot \alpha_1 = \frac{M_{02}}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{32}} \cdot \alpha_1 = \frac{54\,193}{\frac{\pi \cdot 35^3}{32}} \cdot 2,10 = \mathbf{27\,MPa} \quad (6.43)$$

$$\sigma_{S01} = \frac{M_{03}}{W_{03}} \cdot \alpha_3 = \frac{M_{03}}{\frac{\pi \cdot d_f^3}{32}} \cdot \alpha_1 = \frac{117\,209}{\frac{\pi \cdot 38^3}{32}} \cdot 5,6 = \mathbf{121,8\,MPa} \quad (6.44)$$

Redukovaná napětí

$$\sigma_{RED1} = \sqrt{\sigma_{S01}^2 + 4 \cdot \tau_{k1}^2} = \sqrt{24,6^2 + 4 \cdot 18^2} = \mathbf{43,6\,MPa} \quad (6.45)$$

$$\sigma_{RED2} = \sqrt{\sigma_{S02}^2 + 4 \cdot \tau_{k2}^2} = \sqrt{27^2 + 4 \cdot 11,3^2} = \mathbf{35,2\,MPa} \quad (6.46)$$

$$\sigma_{RED3} = \sqrt{\sigma_{S03}^2 + 4 \cdot \tau_{k3}^2} = \sqrt{121,8^2 + 4 \cdot 8,9^2} = \mathbf{123,1\,MPa} \quad (6.47)$$

Výsledné statické bezpečnosti

$$k_{Sv1} = \frac{R_e}{\sigma_{RED1}} = \frac{560}{43,6} = \mathbf{12,8} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (6.48)$$

$$k_{Sv2} = \frac{R_e}{\sigma_{RED2}} = \frac{560}{35,2} = \mathbf{15,9} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (6.49)$$

$$k_{Sv3} = \frac{R_e}{\sigma_{RED3}} = \frac{560}{123,1} = \mathbf{4,5} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (6.50)$$

DYNAMICKÁ KONTROLA HŘÍDELE

Určení vrubových součinitelů ²

$$\sqrt{A} = 0,22$$

$$\beta_1 = 1 + \frac{\alpha_1 - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_1}}} = 1 + \frac{2,25 - 1}{1 + \frac{0,22}{\sqrt{1}}} = \mathbf{2,02} \quad (6.51)$$

$$\beta_2 = 1 + \frac{\alpha_2 - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_2}}} = 1 + \frac{2,10 - 1}{1 + \frac{0,22}{\sqrt{1,5}}} = \mathbf{1,93} \quad (6.52)$$

$$\beta_3 = 1 + \frac{\alpha_3 - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_3}}} = 1 + \frac{5,60 - 1}{1 + \frac{0,22}{\sqrt{0,56}}} = \mathbf{4,55} \quad (6.53)$$

Meze únavy v kritických místech ⁹

$$\sigma_{c1}^* = \sigma_c \cdot \frac{\varepsilon_{v1} \cdot \eta_{p1}}{\beta_1} = 396 \cdot \frac{0,65 \cdot 0,85}{2,02} = \mathbf{108,3 MPa} \quad (6.54)$$

$$\sigma_{c2}^* = \sigma_c \cdot \frac{\varepsilon_{v2} \cdot \eta_{p2}}{\beta_2} = 396 \cdot \frac{0,61 \cdot 0,85}{1,93} = \mathbf{106,4 MPa} \quad (6.55)$$

$$\sigma_{c3}^* = \sigma_c \cdot \frac{\varepsilon_{v3} \cdot \eta_{p3}}{\beta_3} = 396 \cdot \frac{0,60 \cdot 0,81}{4,55} = \mathbf{42,3 MPa} \quad (6.56)$$

Dynamické bezpečnosti ⁹

$$k_{D1} = \frac{\sigma_{c1}^*}{\sigma_{01}} = \frac{\sigma_{c1}^*}{\frac{M_{01}}{W_{01}}} = \frac{\sigma_{c1}^*}{\frac{M_{01}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}}} = \frac{108,3}{\frac{28\,988}{\frac{\pi \cdot 30^3}{32}}} = \mathbf{9,9} \quad (6.57)$$

$$k_{D2} = \frac{\sigma_{c2}^*}{\sigma_{02}} = \frac{\sigma_{c2}^*}{\frac{M_{021}}{W_{02}}} = \frac{\sigma_{c2}^*}{\frac{M_{02}}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{32}}} = \frac{106,4}{\frac{54\,193}{\frac{\pi \cdot 35^3}{32}}} = \mathbf{8,3} \quad (6.58)$$

$$k_{D3} = \frac{\sigma_{c3}^*}{\sigma_{03}} = \frac{\sigma_{c3}^*}{\frac{M_{03}}{W_{03}}} = \frac{\sigma_{c3}^*}{\frac{M_{03}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{32}}} = \frac{42,3}{\frac{117\,209}{\frac{\pi \cdot 38^3}{32}}} = \mathbf{1,94} \quad (6.59)$$

Statické bezpečnosti⁵

$$k_{s1} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_{K1}} = \frac{0,577 \cdot 560}{18} = 18 \quad (6.60)$$

$$k_{s2} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_{K2}} = \frac{0,577 \cdot 560}{11,3} = 28,6 \quad (6.61)$$

$$k_{s3} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_{K3}} = \frac{0,577 \cdot 560}{8,9} = 36,3 \quad (6.62)$$

Výsledné bezpečnosti⁹

$$k_{V1} = \frac{k_{s1} \cdot k_{D1}}{\sqrt{k_{s1}^2 + k_{D1}^2}} = \frac{18 \cdot 9,9}{\sqrt{18^2 + 9,9^2}} = 8,7 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (6.63)$$

$$k_{V2} = \frac{k_{s2} \cdot k_{D2}}{\sqrt{k_{s2}^2 + k_{D2}^2}} = \frac{28,6 \cdot 8,3}{\sqrt{28,6^2 + 8,3^2}} = 7,9 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (6.64)$$

$$k_{V3} = \frac{k_{s3} \cdot k_{D3}}{\sqrt{k_{s3}^2 + k_{D3}^2}} = \frac{36,3 \cdot 1,94}{\sqrt{36,3^2 + 1,94^2}} = 1,93 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (6.65)$$

$k_{Vmin} > 1,1 \rightarrow$ Hřídel po pevnostní stránce vyhovuje⁹.

KONTROLA DEFORMACÍ HŘÍDELE

Kontrola deformací hřídele (průhyb pod ozubeným kolem a natočení v ložiscích a pod ozubeným kolem) byla provedena v programu Autodesk Inventor 2016 (Tab 6.1 a Obr. 6.5). Rovněž byl vykreslen přesný průběh celkového ohybového momentu.

Dovolené hodnoty⁸:

Průhyb pod ozubeným kolem:

$$\delta_D = 0,01 \cdot m = 0,01 \cdot 1,75 = 0,0175 \text{ mm} \quad (6.66)$$

Natočení v ložisku A i B (kuličkové ložisko 6406):

$$v_{DLoz} = 0,1^\circ$$

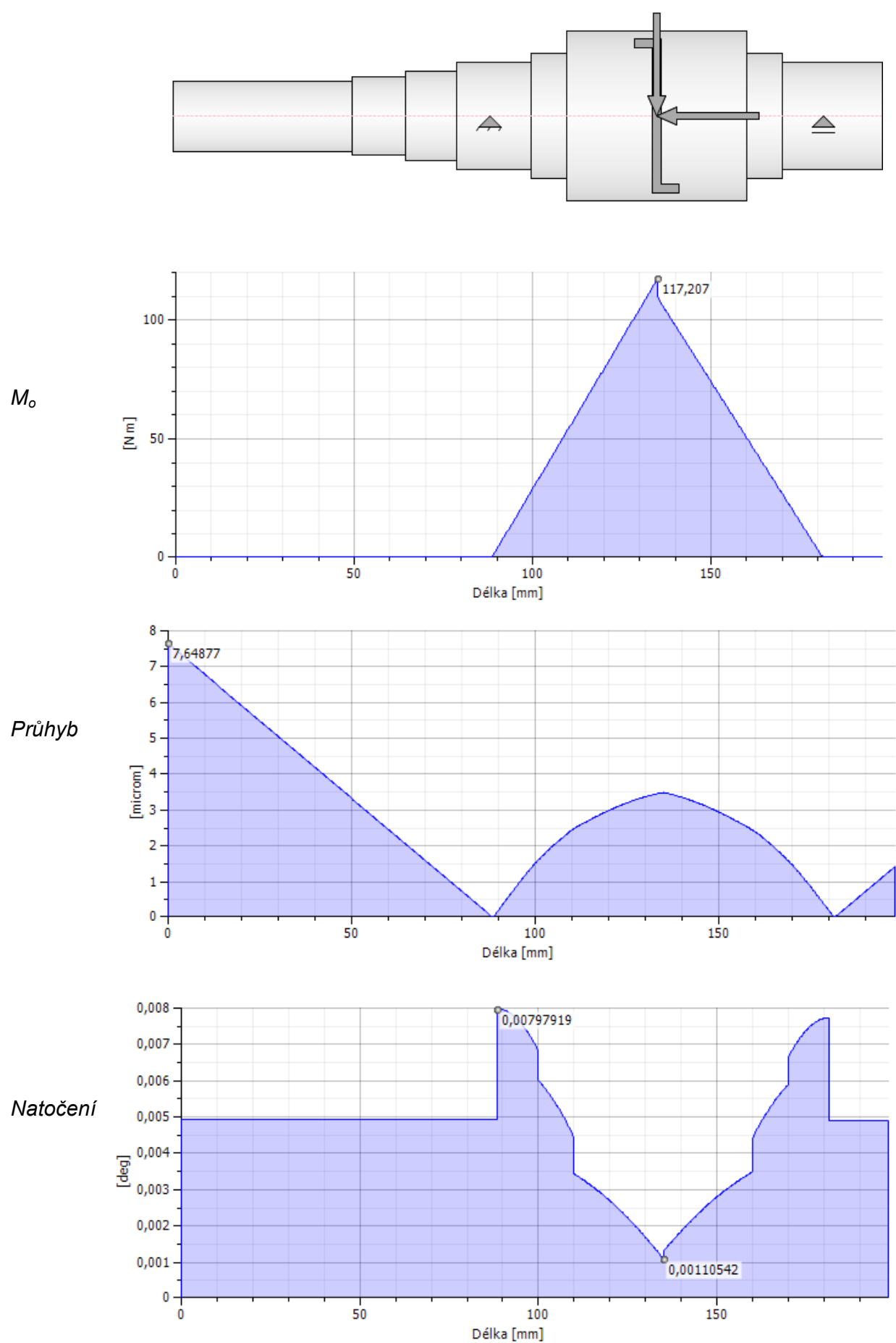
Natočení ozubeného kola:

$$v_{Dok} = 0,05^\circ$$

Tab. 6.1 - Vypočtené deformace vstupní hřídele

	Ložisko A	Ložisko B	Ozubené kolo č.1
Průhyb [mm]	0	0	0,0035
Natočení [°]	0,008	0,0076	0,005

Hodnoty deformací jsou nižší, než dovolené. Hřídel z hlediska tuhosti vyhovuje



Obr. 6.5 - Vypočtené deformace vstupní hřídele a průběh ohybového momentu

KONTROLA LOŽISEK

Navržená ložiska 6406 od firmy ZKL, a.s. mají následující parametry¹¹:

$$C = 43\,000\,N$$

$$C_0 = 23\,700\,N$$

$$n_{MAX,olej} = 10\,000\,ot./min$$

$$f_o = 12,1$$

Podle ⁸ by měla mít ložiska ozubených převodu trvanlivost (14 000 - 30 000) hod.

Při PRAVÉM (předpokládaném) smyslu otáčení je zatížení ložisek následující:

$$\text{Ložisko A: } F_r = 2357\,N, \quad F_a = 1156\,N$$

$$\text{Ložisko B: } F_r = 2521\,N$$

Kontrola však bude provedena pro LEVÝ smysl otáčení a ložisko A, které bude zatíženo nejvíce.

$$\text{Ložisko A: } F_r = 2521\,N, \quad F_a = 1156\,N$$

$$\text{Ložisko B: } F_r = 2357\,N$$

Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení¹¹

$$m = f_o \cdot \frac{F_a}{C_0} = 12,1 \cdot \frac{1156}{23\,700} = \mathbf{0,59} \quad (6.67)$$

$$e = e_o + (m - m_0) \cdot \frac{e_1 - e_0}{m_1 - m_0} = 0,22 + (0,59 - 0,345) \cdot \frac{0,26 - 0,22}{0,689 - 0,345} = \mathbf{0,25} \quad (6.68)$$

$$Y = Y_o + (m - m_0) \cdot \frac{Y_1 - Y_0}{m_1 - m_0} = 1,99 + (0,59 - 0,345) \cdot \frac{1,71 - 1,99}{0,689 - 0,345} = \mathbf{1,79} \quad (6.69)$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1156}{2521} = \mathbf{0,46} > e \quad (6.70)$$

$$X = 0,56$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,56 \cdot 2521 + 1,79 \cdot 1156 = \mathbf{3481\,N} \quad (6.71)$$

Výpočet trvanlivosti¹¹

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{43\,000}{3481}\right)^3 = \mathbf{1885\,mil.\,ot.} \quad (6.72)$$

$$L_{10h} = L_{10} \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n}\right) = 1885 \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 1500}\right) = \mathbf{20\,944\,hod} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (6.73)$$

6.2.2 Kontrola předlohové hřídele

Těsné pero (tlak mezi perem a nábojem ozubeného kola 2) ⁷:

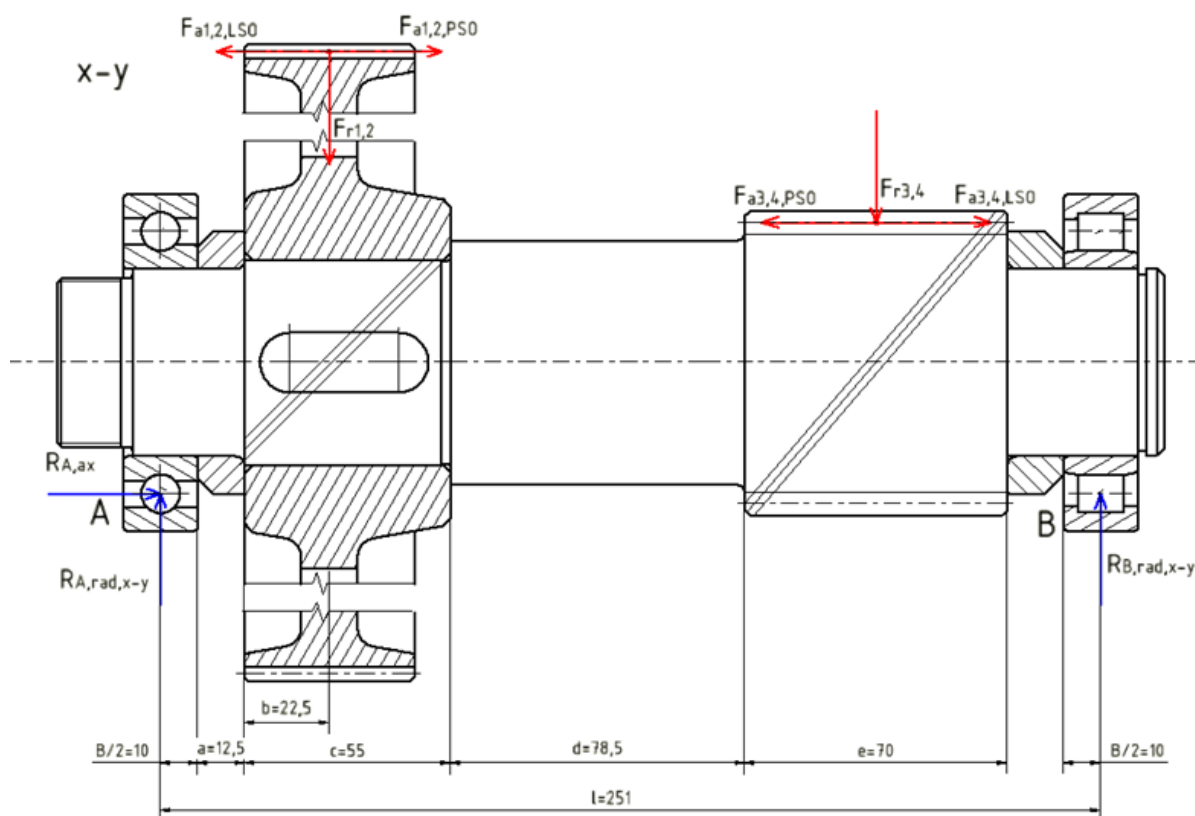
Ozubené kolo č.2 je s předlohovou hřídelí spojeno pomocí dvou těsných per 16e7 x 10 x 45 ⁶ ČSN 02 2562 pootočených vůči sobě o 120°, aby příliš neoslabovaly nosný průřez.

$$p_{DOV} = 120 \text{ MPa}$$

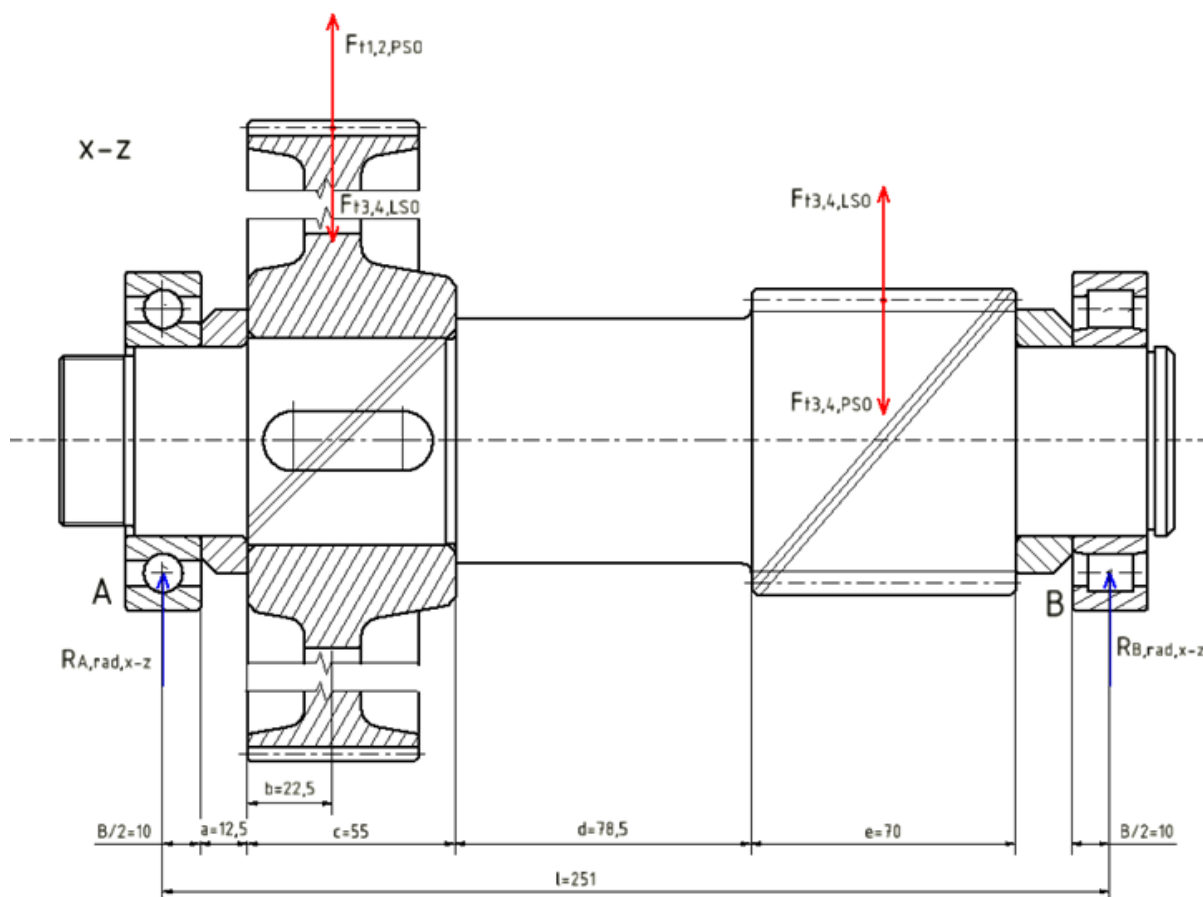
$$p = \frac{F}{S} = \frac{\frac{2 \cdot T_2}{d}}{2 \cdot t_1 \cdot (l - b)} = \frac{\frac{2 \cdot 500\,000}{55}}{2 \cdot 3,8 \cdot (45 - 16)} = 82,5 \text{ MPa} < p_{DOV} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (6.74)$$

VÝPOČET REAKCÍ

Vzhledem k tomu, že výpočty reakcí na předlohové hřídeli jsou principem stejné, jako u hřídele vstupní, nejsou výpočty podrobně rozepsány. Silová působení jsou graficky zakreslena na Obr. 6.6 a 6.7, výsledky výpočtů jsou uvedeny v Tab. 6.2.



Obr. 6.6 - Silová působení v rovině x-y
(PSO = pravý smysl otáčení, LSO = levý)



Obr. 6.7 - Silová působení v rovině x-z
(PSO = pravý smysl otáčení, LSO = levý)

Tab. 6.2 - Hodnoty reakcí na předlokové hřídeli

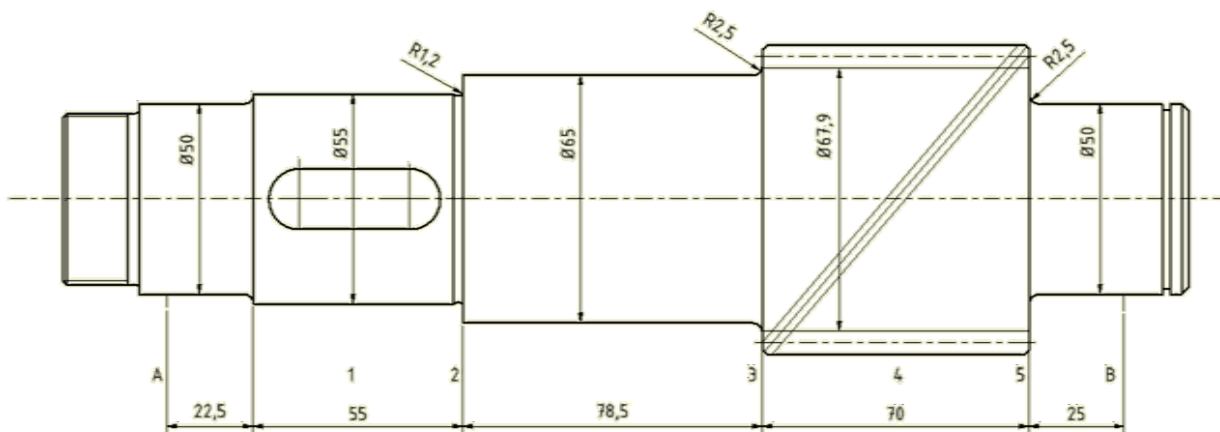
Smysl otáčení	$R_{A,rad,x-y}$ [N]	$R_{B,rad,x-y}$ [N]	$R_{A,rad,x-z}$ [N]	$R_{B,rad,x-z}$ [N]	$R_{A,rad}$ [N]	$R_{B,rad}$ [N]	$R_{A,ax}$ [N]
Doprava	2380	3706	-555	9430	2444	10 132	2582
Doleva	2331	3755	555	-9430	2396	10 150	2582

PEVNOSTNÍ KONTROLA

Vzhledem k tomu, že je postup pevnostní kontroly předlokové hřídele stejný, jako u hřídele vstupní, bude zmíněn pouze formou tabulek s nejdůležitějšími vstupními hodnotami, mezivýsledky a konečnými hodnotami bezpečností (Tab. 6.3, 6.4 a 6.5). Výpočet bude opět proveden pro nepředpokládaný provozní stav - otáčení motoru vlevo (tedy otáčení předlokové hřídele doprava), kdy je hřídel více zatížena v nejkritičtějších bodech (viz. Obr. 6.8 a 6.9).

Tab. 6.3 - Vstupní hodnoty pro pevnostní kontrolu

místo	τ_k	M_o	σ_o	α	β	ε_v	η_p
1	22 MPa	244 854 Nmm	21,5 MPa	3,6	3,0	0,55	0,82
2	15,3 MPa	288 269 Nmm	17,7 MPa	2,1	1,9	0,54	0,85
3	9,3 MPa	539 717 Nmm	20 MPa	1,9	1,8	0,52	0,85
4	8,1 MPa	671 441 Nmm	21,8 MPa	5,8	4,9	0,51	0,82
5	-----	253 300 Nmm	20,6 MPa	1,9	1,8	0,56	0,85



Obr. 6.8 - Rozměry hřídele podstatné pro pevnostní kontrolu

Tab. 6.4 - Mezivýsledky pevnostní kontroly

místo	$\sigma_o \cdot \alpha$	σ_{RED}	k_{sv}	σ_c^*
1	77,4 MPa	89 MPa	6,3	59,5 MPa
2	37,2 MPa	48,2 MPa	11,6	95,7 MPa
3	38 MPa	42,3 MPa	13,2	97,2 MPa
4	126,4 MPa	127,4 MPa	4,4	33,8 MPa
5	39,1 MPa	39,1 MPa	14,3	104,7 MPa

Tab. 6.5 - Výsledky pevnostní kontroly

místo	k_s	k_D	k_V
1	14,7	2,8	2,75
2	21,1	5,4	5,2
3	34,7	4,9	4,85
4	39,9	1,6	1,6
5	----	5,1	5,1

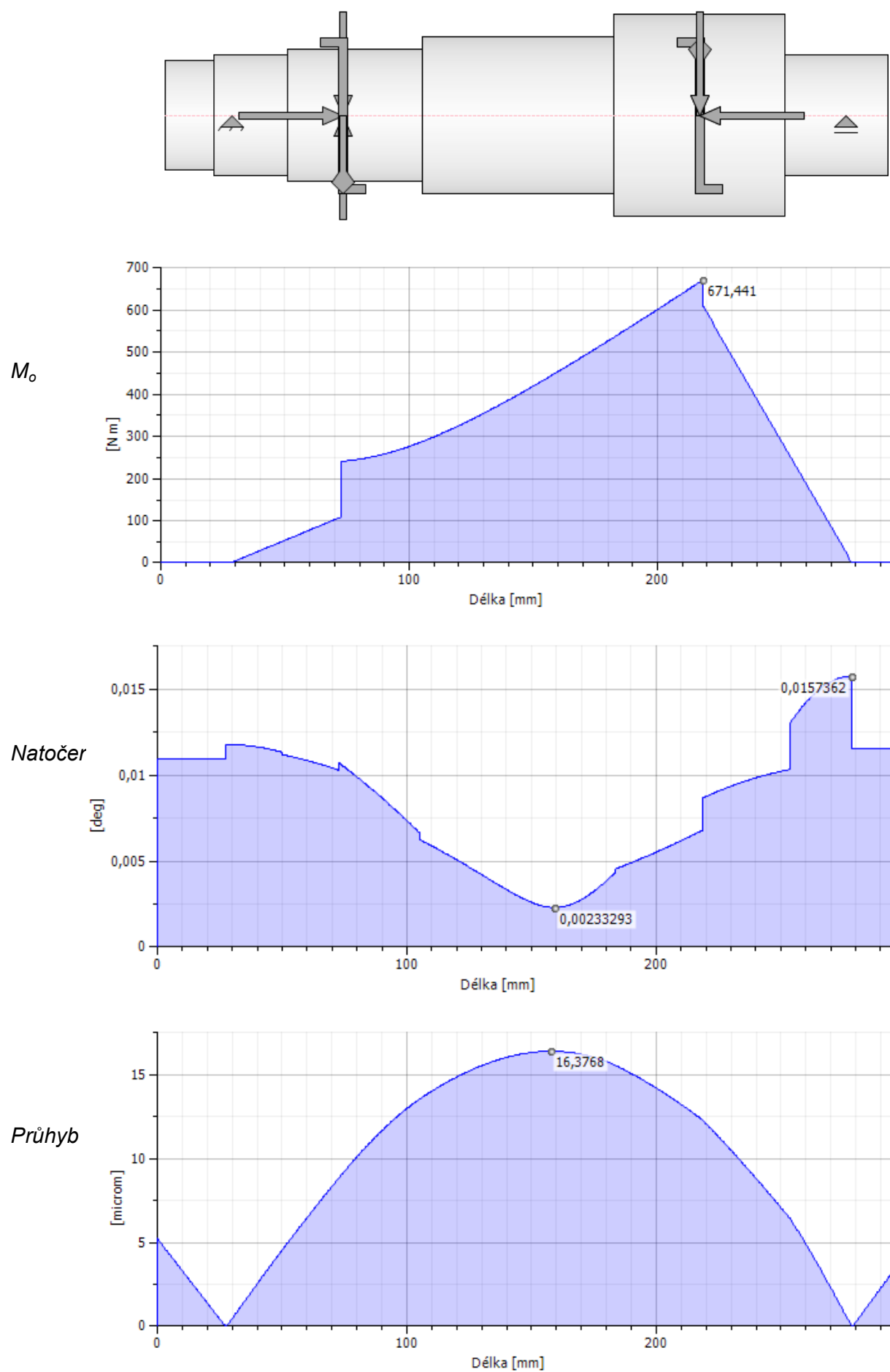
$k_{v_{min}} > 1,1 \rightarrow$ Hřídel po pevnostní stránce vyhovuje⁹.

KONTROLA DEFORMACÍ

Tab. 6.6 - Dovolené a vypočtené hodnoty deformací hřídele

	Ložisko A	Ložisko B	Ozubené kolo č.2	Ozubené kolo č.3
Dovolný průhyb [mm]	0	0	0,0175	0,0275
Průhyb [mm]	0	0	0,0137	0,0160
Dovolné natočení [°]	0,1000	0,0330	0,0500	0,0500
Natočení [°]	0,0120	0,0160	0,0110	0,0100

Hodnoty deformací jsou nižší, než dovolené. Hřídel z hlediska tuhosti vyhovuje.



Obr. 6.9 - Vypočtené deformace předlohy hřídele a průběh ohybového momentu

KONTROLA LOŽISEK

Předlohovává hřídel je na jedné straně uložena v jednořadém kuličkovém ložisku 6210, které zachycuje veškerou axiální sílu na hřídeli a menší část síly radiální. Na druhé straně je hřídel uložena ve válečkovém ložisku NU210, které je axiálně volné, přenáší však větší část radiální síly. Se změnou smyslu otáčení se silové poměry na ložiscích mění pouze drobně. Opět však bude provedena kontrola pro největší zatížení obou z ložisek (Tab 6.7). Dodavatelem obou ložisek je ZKL, a.s.

Tab. 6.7 - *Parametry, zatížení a trvanlivost navržených ložisek*

	Ložisko A	Ložisko B
typ	Kuličkové jednořadé 6210	Válečkové NU210
C	35,1 kN	64,3 kN
C _O	23,2 kN	65,6 kN
F _r	2444 N	10 150 N
F _a	2582 N	0 N
P	4983 N	10 150 N
L ₁₀	348,4 mil.ot.	470,4 mil.ot.
L _{10h}	21 506 hod.	29 038 hod.

Trvanlivost ložisek vyhovuje.

6.2.3 Kontrola výstupní hřídele

Válcový konec hřídele (statický krut)⁵:

Navržený válcový konec ČSN 01 4990 Ø42 k6 x 110mm má v sobě vyfrézovány dvě drážky pro těsná pera pootočená vůči sobě o 120° aby příliš neoslabovala nosný průřez. Délka drážek je 100mm (pero 12e7 x 8 x 100 ČSN 02 2562)⁶

$$k = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_K} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\frac{T_{výstup}}{\frac{\pi \cdot (d - t)^3}{16}}} = \frac{0,577 \cdot 560}{\frac{1\,238\,000}{\frac{\pi \cdot (42 - 4,9)^3}{16}}} = 2,6 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (6.75)$$

Těsné pero (tlak mezi perem a nábojem spojky):⁷

$$p_{DOV} = 120 \text{ MPa}$$

$$p = \frac{F}{S} = \frac{\frac{2 \cdot T_{výstup}}{d}}{2 \cdot t_1 \cdot (l - b)} = \frac{\frac{2 \cdot 1\,238\,000}{42}}{2 \cdot 3,1 \cdot (100 - 12)} = 108 \text{ MPa} < p_{DOV} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (6.76)$$

Kontrola spoje ozubeného kola č.4 s výstupní hřídelí (evolventní drážkování)⁷

EVOLVENTNÍ DRÁŽKOVÁNÍ 55 x 2 x 9H/9g⁶ zaoblená dna ČSN 01 4952, délka 25mm, 26 zubů

$$d_a = D - 0,2 \cdot m = 55 - 0,2 \cdot 2 = 54,6 \text{ mm} \quad (6.77)$$

$$d_f = D - 2,2 \cdot m = 55 - 2,2 \cdot 2 = 50,6 \text{ mm} \quad (6.78)$$

$$D_a = d_f + 0,2 \cdot m = 50,6 + 0,2 \cdot 2 = 51 \text{ mm} \quad (6.79)$$

$$d_s = \frac{d_a + D_a}{2} = \frac{54,6 + 51}{2} = 52,8 \text{ mm} \quad (6.80)$$

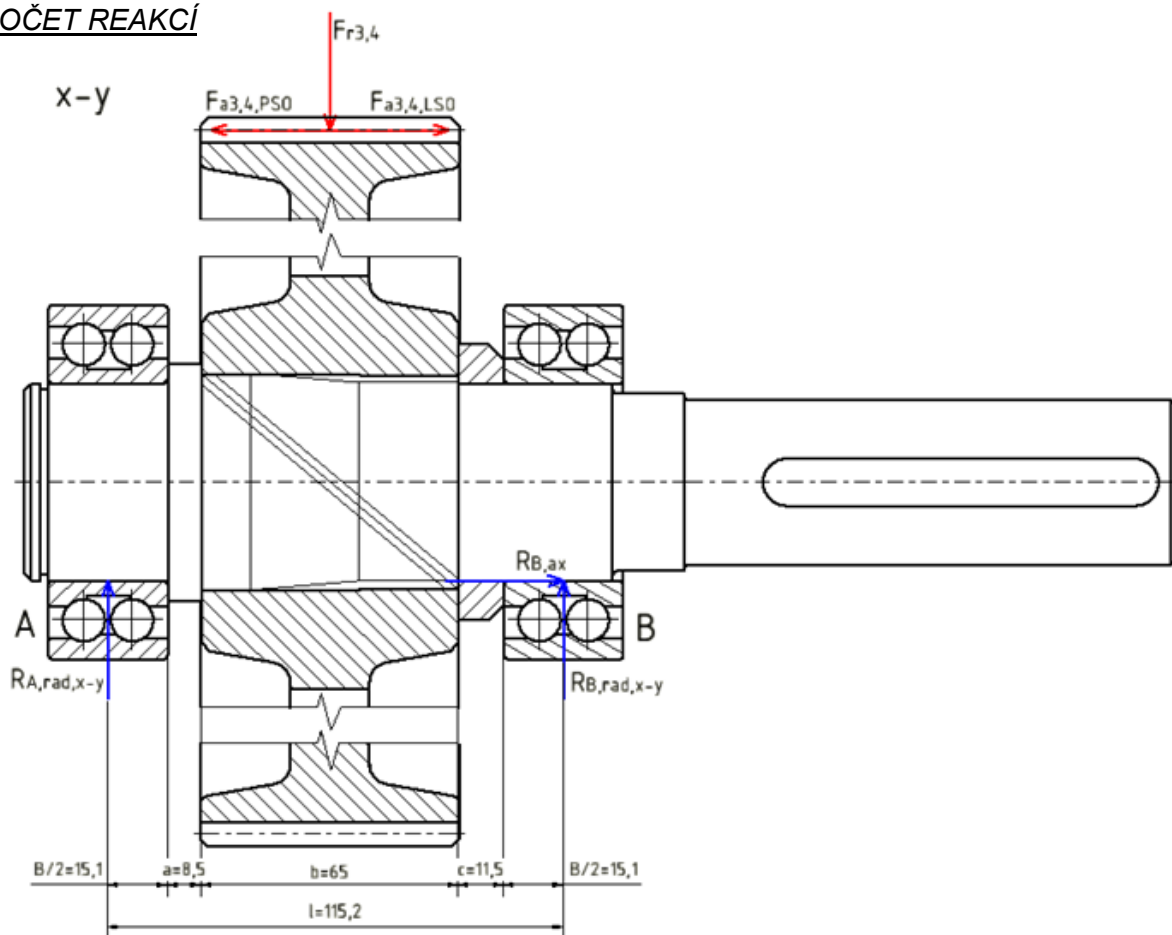
$$h = \frac{d_a - D_a}{2} = \frac{54,6 - 51}{2} = 1,8 \text{ mm} \quad (6.81)$$

$$p = \frac{2 \cdot T_3}{d_s \cdot z \cdot \varphi \cdot h \cdot l} = \frac{2 \cdot 1\,250\,000}{52,8 \cdot 26 \cdot 0,75 \cdot 1,8 \cdot 25} = 54 \text{ MPa} \quad (6.82)$$

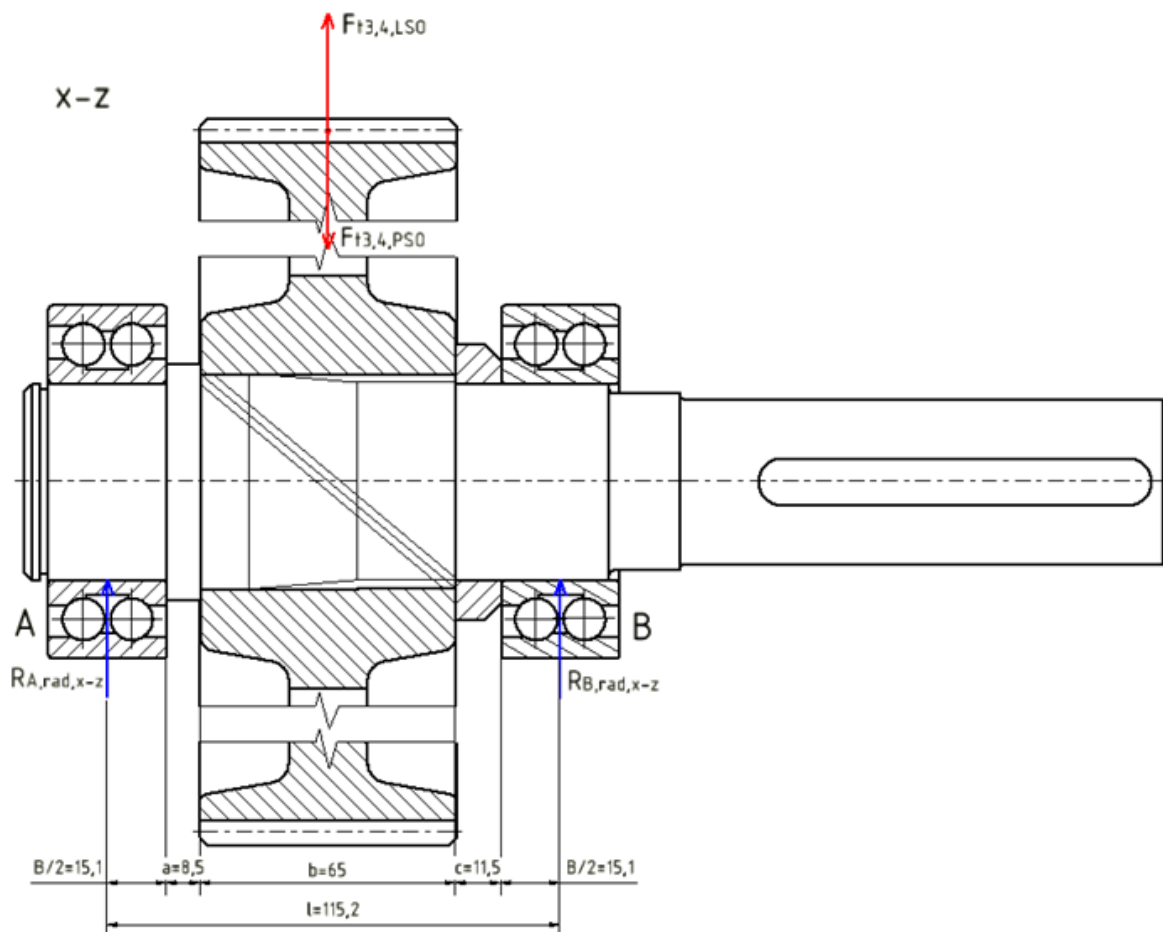
$$p_{Dov} = 80 - 150 \text{ MPa}$$

$$p < p_{Dov} \rightarrow \text{spoj vyhovuje}$$

VÝPOČET REAKCÍ



Obr. 6.10 - Sílová působení v rovině x-y
(PSO = pravý smysl otáčení, LSO = levý)



Obr. 6.11 - Silová působení v rovině x-z
(PSO = pravý smysl otáčení, LSO = levý)

Tab. 6.8 - Hodnoty reakcí na výstupní hřídeli

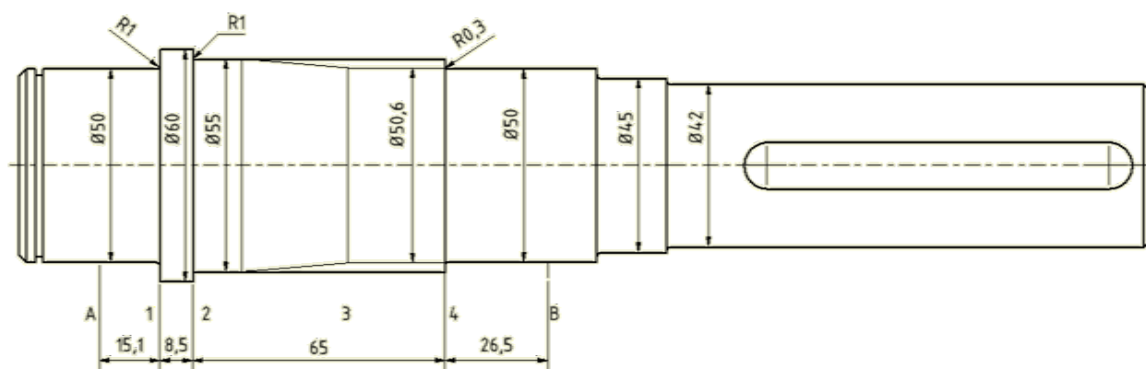
Smysl otáčení	$R_{A,rad,x-y}$ [N]	$R_{B,rad,x-y}$ [N]	$R_{A,rad,x-z}$ [N]	$R_{B,rad,x-z}$ [N]	$R_{A,rad}$ [N]	$R_{B,rad}$ [N]	$R_{B,ax}$ [N]
Doprava	5526	-982	6914	6563	8850	6636	3738
Doleva	-863	5407	-6914	-6563	6968	8503	3738

PEVNOSTNÍ VÝPOČET

Pevnostní kontrola bude provedena pro nepředpokládaný LEVÝ smysl otáčení, kdy jsou silové poměry na hřídeli méně výhodné (v kritickém místě 3 je větší ohybový moment - viz Obr. 6.12 a 6.13).

Tab. 6.9 - Vstupní hodnoty pro pevnostní výpočet

místo	τ_k	M_o	σ_o	α	β	ε_v	η_p
1	-----	105 218 Nmm	8,6 MPa	2,3	2,1	0,56	0,85
2	-----	164 445 Nmm	10 MPa	2,2	2,0	0,53	0,85
3	49 MPa	502 565 Nmm	39,5 MPa	4,0	3,6	0,56	0,85
4	51 MPa	226 180 Nmm	18,4 MPa	1,8	1,6	0,56	0,85



Obr. 6.12 - Rozměry hřídele podstatné pro pevnostní kontrolu

Tab. 6.10 - Mezivýsledky pevnostní kontroly

místo	$\sigma_o \cdot \alpha$	σ_{RED}	k_{sv}	σ_c^*
1	19,8 MPa	19,8 MPa	28,3	89,8 MPa
2	22 MPa	22 MPa	25,5	89,2 MPa
3	158 MPa	186 MPa	3,0	52,4 MPa
4	33,2 MPa	107,3 MPa	5,2	117,8 MPa

Tab. 6.11 - Výsledky pevností kontroly

místo	k_s	k_D	k_V
1	-----	10,4	10,4
2	-----	8,9	8,9
3	6,6	1,33	1,28
4	6,3	6,4	4,5

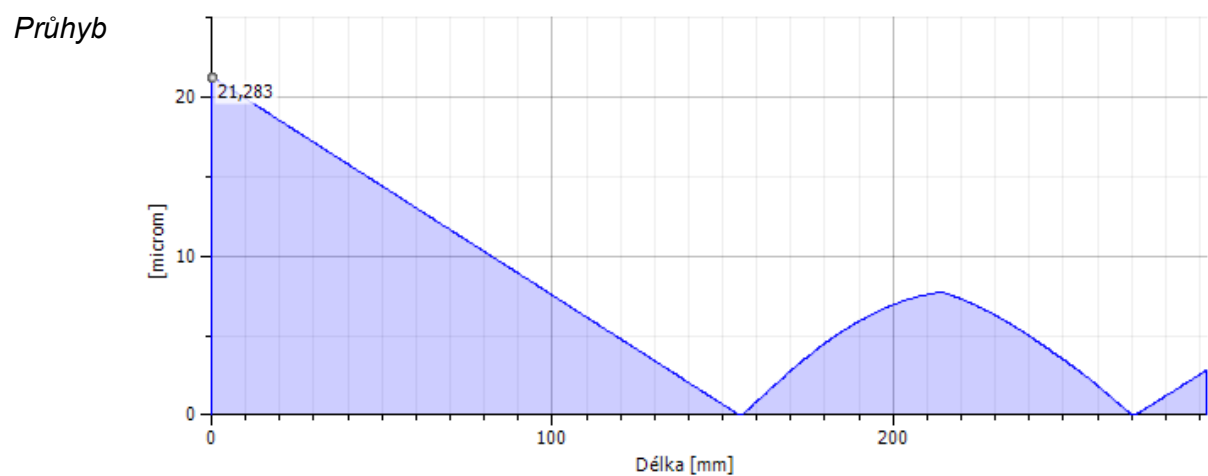
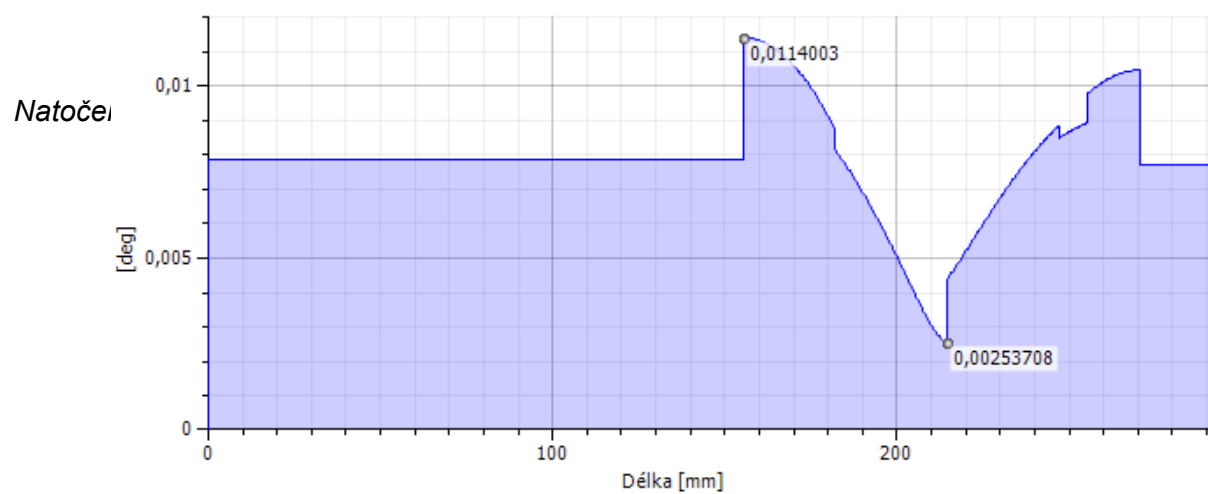
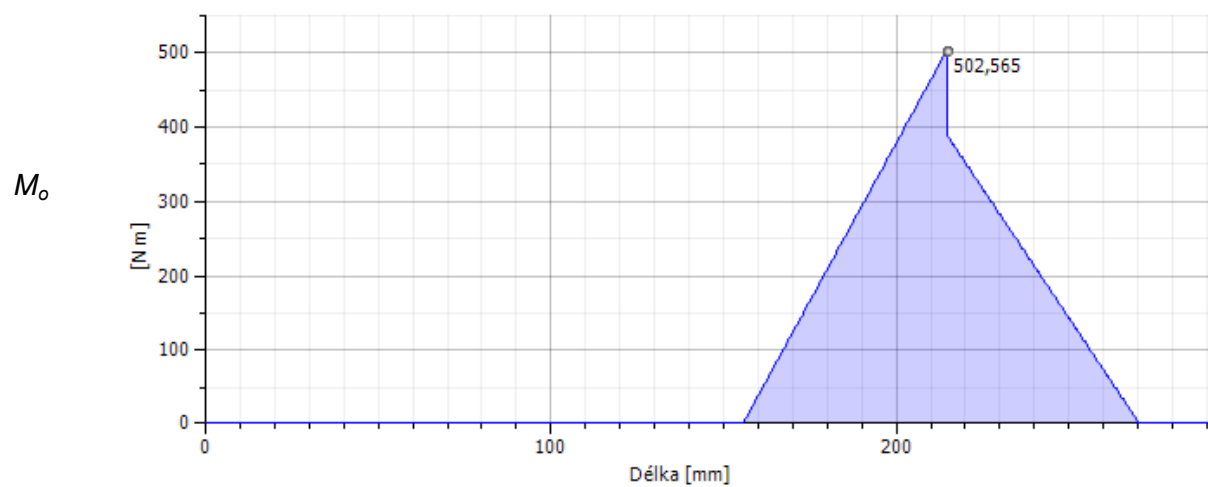
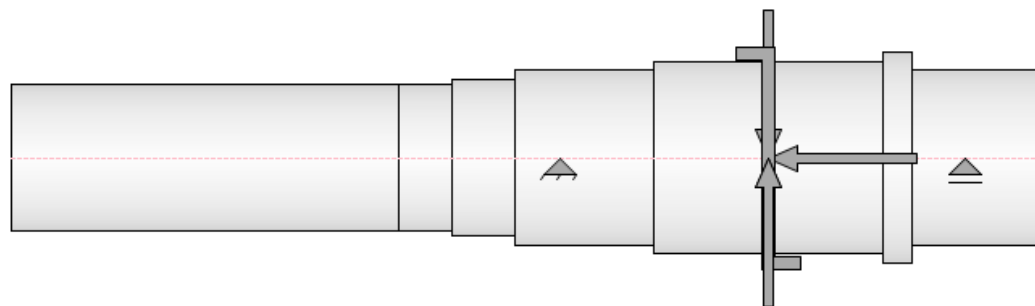
$k_{v_{min}} > 1,1 \rightarrow$ Hřídel po pevnostní stránce vyhovuje⁹.

KONTROLA DEFORMACÍ HŘÍDELE

Tab. 6.12 - Dovolené a vypočtené hodnoty deformací hřídele

	Ložisko A	Ložisko B	Ozubené kolo č.4
Dovolný průhyb [mm]	0	0	0,0275
Průhyb [mm]	0	0	0,0078
Dovolné natočení [°]	0,0330	0,0330	0,0500
Natočení [°]	0,0110	0,0100	0,0080

Hodnoty deformací jsou nižší, než dovolené. Hřídel z hlediska tuhosti vyhovuje.



Obr. 6.13 - Vypočtené deformace výstupní hřídele a průběh ohybového momentu

KONTROLA LOŽISEK

Zkontrolováno bude ložisko B (vnější) při levém smyslu otáčení. V tomto případě bude na ložisko spolu s axiální silou působit i největší radiální zatížení. V případě předpokládaného (pravého) smyslu otáčení, je zatížení rovnoměrněji rozděleno mezi obě ložiska.

Tab. 6.13 - *Parametry, zatížení a trvanlivost navržených ložisek*

typ	Kuličkové dvouřadé s kosoúhlým stykem 3210
C	59,6 kN
C_O	58,4 kN
F_r	8503N
F_a	3738 N
P	11 231 N
L_{10}	149,1 mil.ot.
L_{10h}	24 844 hod.

Trvanlivost ložisek je vyhovující.

6.3 Shrnutí pevnostní kontroly hřídelí a ložisek

Vůbec nejnižší hodnota bezpečnosti je v místě č.3 na výstupní hřídeli (spoj hřídele s ozubeným kolem evolventním drážkováním). Výsledná bezpečnost zde dosahuje hodnoty 1,28. Podle ⁹ má být výsledná bezpečnost dynamicky namáhané součásti vyšší, než 1,1. Hřídele tedy pevnostně vyhovují. Vzhledem k tomu, že byl vrubový součinitel tohoto místa stanoven empirickým vztahem (rovnice 6.40) pro rovnoboké drážkování (u kterého lze uvažovat větší vrubový účinek), můžeme očekávat, že je zde bezpečnost ještě vyšší.

Válcové konce vstupní a výstupní hřídele jsou konstruovány pro připojení hřídelových spojek. Není uvažováno připojení např. řemenic, které by je zatěžovaly ohybovým momentem, proto je provedena pouze kontrola na krut, ve které vyhovují.

Vnitřní ložiska jsou z důvodu jejich náročnější kontroly a případné výměny navržena tak, aby měla vyšší trvanlivost, než ložiska vnější (viz Tab. 6.14).

Tab. 6.14 - *Zatížení a trvanlivost ložisek (červeně vnitřní ložiska)*

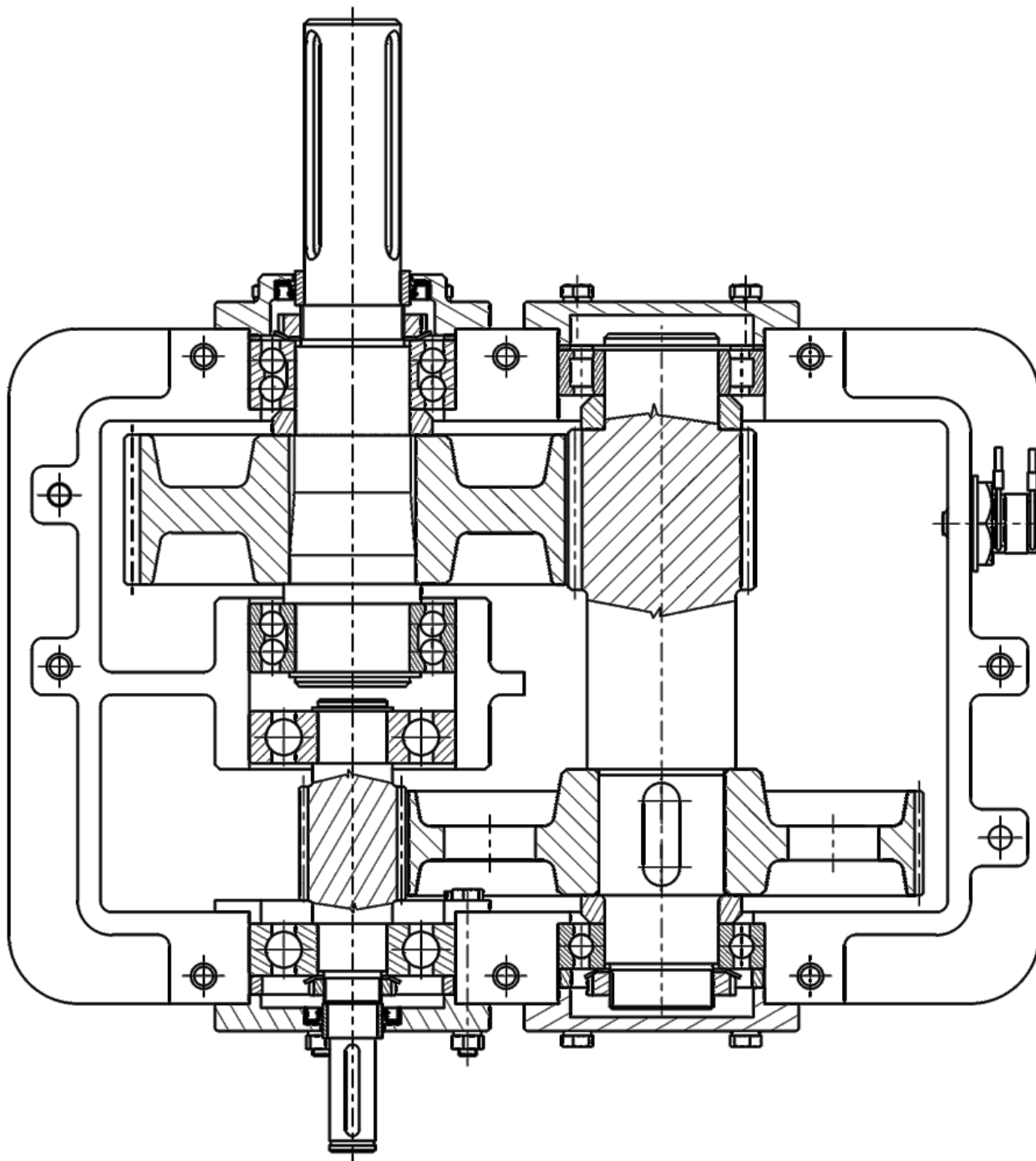
	Typ	F_r	F_a	L_{10h}
Hřídel č.1				
Ložisko A	6406	2521 N	1156 N	20 944 hod
Ložisko B	6406	2521 N	0	55 138 hod
Hřídel č.2				
Ložisko A	6210	2444 N	2582 N	21 506 hod
Ložisko B	NU210	10 150 N	0	29 038 hod
Hřídel č.3				
Ložisko A	3210	8850 N	0	50 784 hod
Ložisko B	3210	8503 N	3738 N	24 844 hod

7. KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ PŘEVODOVKY

Konstrukční řešení všech částí převodovky bylo prováděno souběžně s návrhovými a kontrolními výpočty tak, aby byly tyto součásti optimalizovány. Pro přehlednost je kapitola zabývajícími se výpočty (kapitola 6) a konstrukcí (kapitola 7) oddělena. Návrh byl však prováděn jak s důrazem na konstrukční vhodnost, tak i následnou pevnostní kontrolu.

7.1 Řez převodovkou

Na řezu převodovkou (Obr. 7.1) je vidět většina detailů. Řez je veden dělicí rovinou skříňe.



Obr. 7.1 - Řez navrženou převodovkou

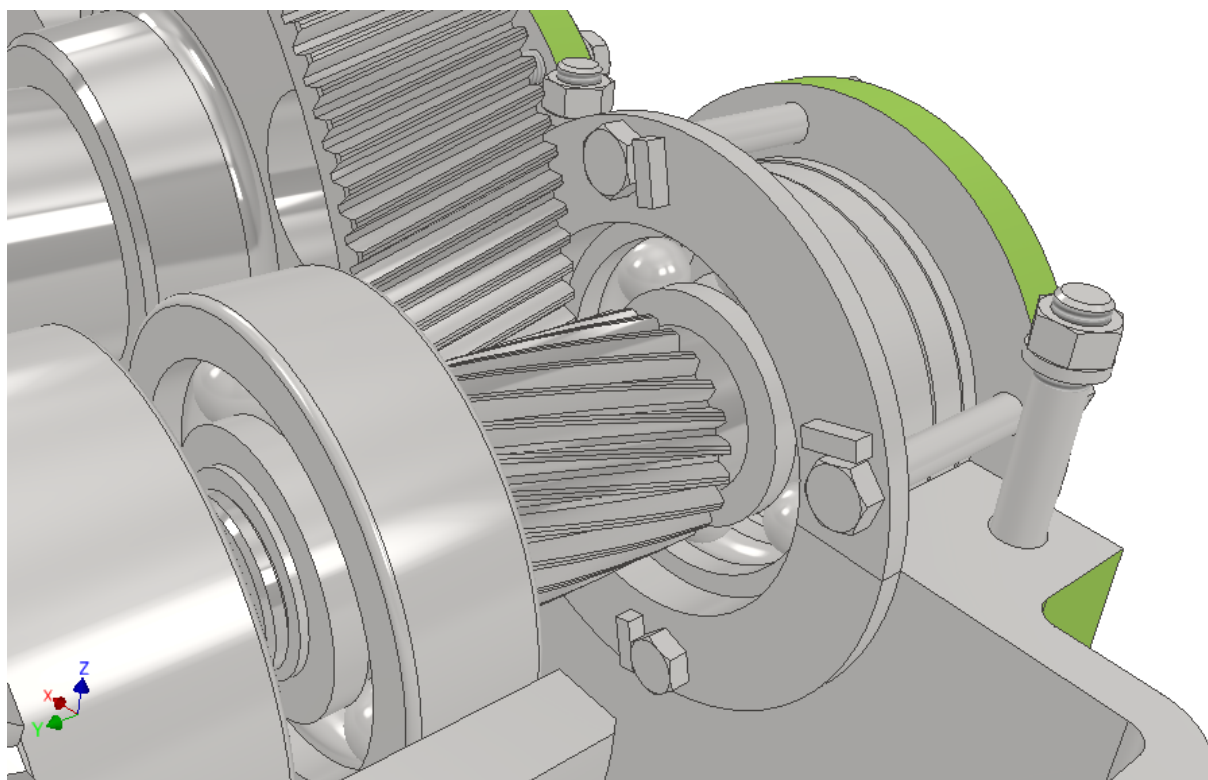
7.2 Vstupní hřídel

Těsnění vstupní hřídele je provedeno hřídelovým těsnícím kroužkem GUFERO (typ G). Kroužek se nedotýká přímo hřídele - na té je těsně nasazena kalená a broušená trubka. Tímto je hřídel chráněna proti vydírání.

Vnější ložisko je axiálně vedené a proti posuvu je pojištěno z jedné strany jednoduchým vnějším víčkem a ze strany druhé děleným vnitřním víčkem (aby byla zaručena jednoduchá sestavitelnost). Vše je uchyceno čtyřmi šrouby, které prochází skrz skříň a obě víčka. Aby bylo možno šrouby utáhnout, opře se hlava šroubu o opěrku na vnitřním víčku (přivařený kousek plechu, ...) a následně se matice zvenku dotáhne klíčem. Poloha šroubů je volena tak, aby nedošlo ke kolizi s ozubenými koly (viz Obr. 7.2).

S hřídelí je vedené ložisko spojeno KM maticí a MB podložkou, které zaručují spolehlivý přenos axiálních sil.

Jelikož je vnitřní ložisko axiálně volné, je zajištěno pouze pojistným kroužkem.

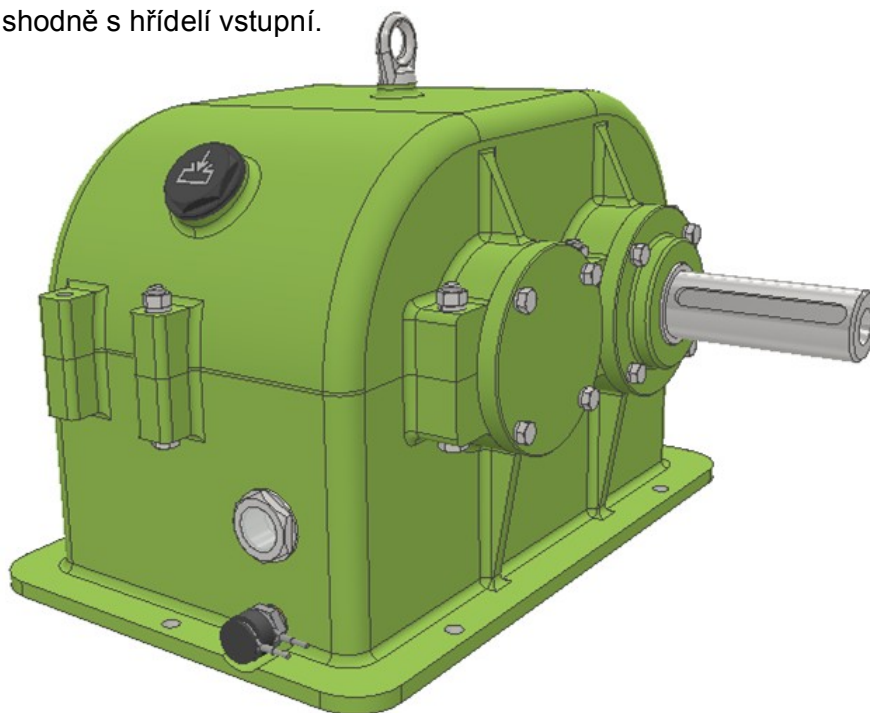


Obr. 7.2 - Detail uchycení děleného vnitřního víčka

7.3 Předlohová a výstupní hřídel

Ozubené kolo č.2 je s předlohovou hřídelí spojeno pomocí dvojice těsných per. Proti axiálnímu posuvu je zajištěno KM maticí a MB podložkou. Pastorek č.3 je do předlohové hřídele vyfrézován. Ozubené kolo č.4 je s výstupní hřídelí spojeno pomocí evolventního drážkování (středění na boky zubů, zaoblená dna). Těsnění výstupní hřídele je řešeno obdobně, jako u hřídele vstupní. Trubka nastrčená na hřídeli zde však navíc plní funkci axiální zarážky pro montáž kotouče spojky.

Obě víčka předlohové hřídele a víčko výstupní hřídele jsou pouze vnější a jsou se skříní vždy spojeny čtveřicí šroubů, které jimi prochází a jsou zašroubovány přímo do skříně (Obr. 7.3). Axiálně vodící ložiska se zde opírají o osazení ve vývrtu skříně. Jinak je uchycení ložisek řešeno shodně s hřídelí vstupní.



Obr. 7.3 - Pohled na víčka předlohové a výstupní hřídele

7.4 Skříň

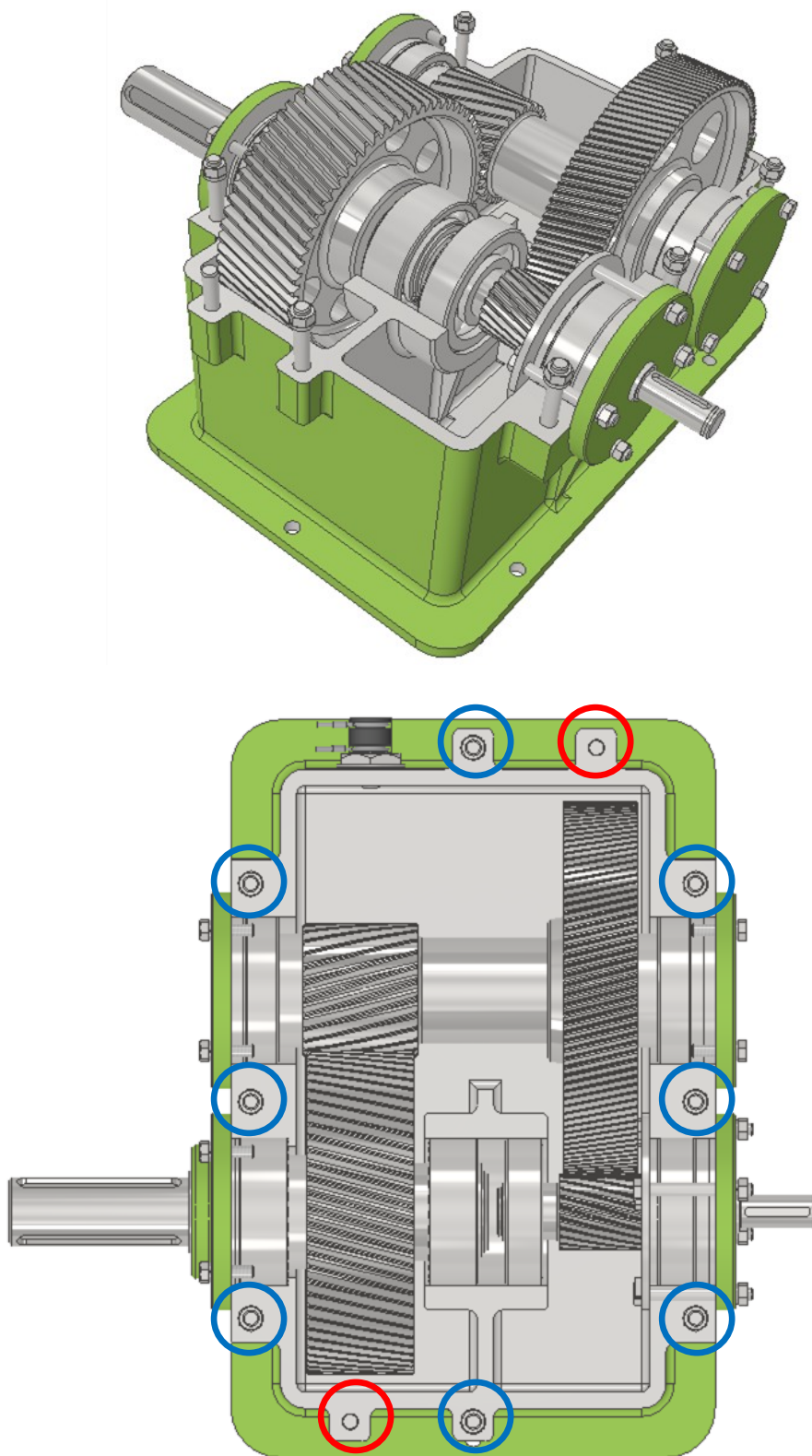
Skříň je navržena jako odlitek z litiny. Skládá se ze dvou částí - základny a víka. Dělicí rovina skříně je přímá a prochází osami všech tří hřídelí. Obě poloviny jsou vůči sobě vycentrovány pomocí dvojice kolíků a spojeny pomocí osmi šroubů (viz. Obr.7.4).

Minimální tloušťka stěny skříně je definována vztahem 7.1¹⁰

$$t = 0,025 \cdot A + 5 = 0,025 \cdot 135 + 5 = 8,4 \text{ mm} \rightarrow \mathbf{10 \text{ mm}} \quad (7.1)$$

Tloušťka žeber je rovněž 10 mm.

Vrtání pro ložiska je dokončeno až po smontování obou polovin skříně. Toto je usnadněno skutečností, že vrtání pro všechna ložiska má stejný průměr. Na skříní jsou zhotovena žebra tak, aby byla zvýšena tuhost uložení všech ložisek. Nad těžištěm převodovky (zjištěno pomocí Autodesk Inventor 2016) je umístěno oko pro přepravu zařízení jeřábem. Skříň je opatřena vnějším protikorozním nátěrem.



Obr. 7.4 - Skříň (středící kolíky červeně, šrouby modře)

7.5 Olej

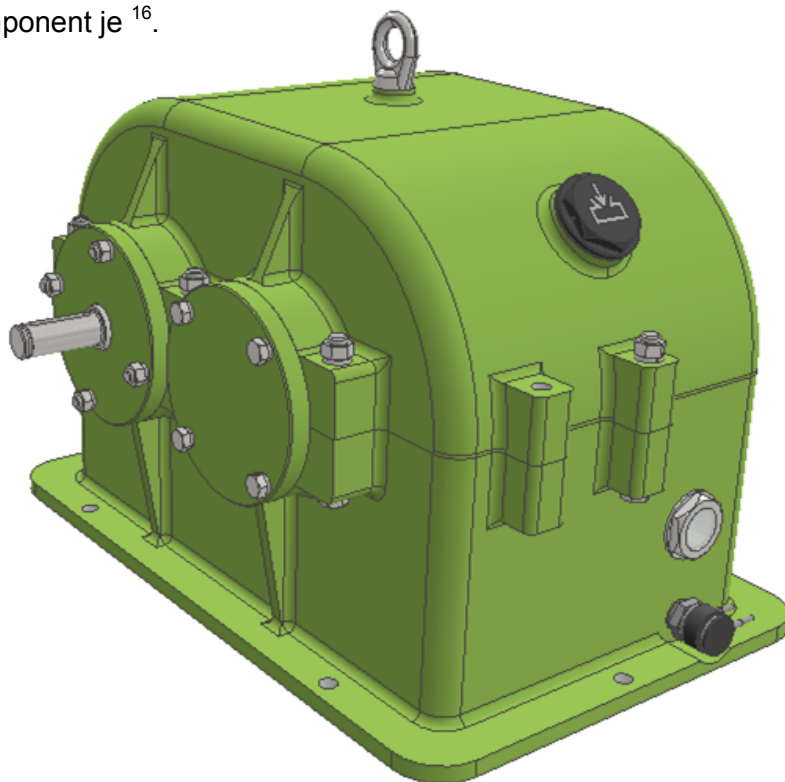
Obě ozubená soukolí jsou mazána broděním v olejové lázni. Následným rozstříkáním oleje jsou pak mazána všechna ložiska.

Podle ¹¹ byla určena minimální potřebná viskozita oleje $\nu_1 = 125 \text{ mm}^2/\text{s}$ (pro otáčky výstupní hřídele $n = 100 \text{ ot./min}$). Byl tedy zvolen olej klasifikovaný ISO VG 460, který má viskozitu $\nu_1 = 150 \text{ mm}^2/\text{s}$ při 60°C , což je předpokládaná maximální provozní teplota.

Výška hladiny oleje v převodovce je 65mm, takže kolo prvního stupně je zanořeno 35,5mm pod hladinu. Doporučená hodnota zanoření viz. vztah 7.2¹⁰. Kolo druhého (pomaloběžného stupně) je zanořeno přibližně 20 mm. Olejová náplň je 6 litrů.

$$\nu_1 = \frac{A}{25} + 30 = \frac{135}{25} + 30 = 35,4 \text{ mm} \quad (7.2)$$

Olej je do převodovky napouštěn plnicím otvorem v horní části skříně. Tento otvor je umístěn tak, aby jím bylo také možno provádět vizuální kontrolu ozubení. Plnicí zátka obsahuje odvzdušňovač, který zabraňuje vzniku přetlaku v převodovce. Hladina oleje je kontrolována pomocí olejoznaku - hladina oleje by správně měla být přesně v jeho středu. Znečištěný olej je poté možno vypustit výpustním otvorem se zátkou ve spodní části skříně. V patce skříně je zde vytvarován žlábek pro snazší jímání oleje (Obr. 7.5). Dodavatelem všech tří komponent je ¹⁶.



Obr. 7.5 - Pohled na plnicí víčko, olejoznak a výpustní otvor (shora)

8. ZÁVĚR

Navržená převodovka splňuje všechny podmínky ze zadání a její součásti vyhovují v pevnostní kontrole/kontrole trvanlivosti, cíle práce tedy byly naplněny.

Převodovka je navržena tak, aby ji bylo možno vyrábět v sériové výrobě. Litá skříň je v tomto případě vhodnější, než svařovaná, ozubená kola jsou navržena jako výkovky. Vzhledem k tomu, že nebylo užito žádných nerozebíratelných spojů, je možná poměrně jednoduchá úplná rozborka převodovky a případná výměna opotřebovaných součástí. Součásti jsou sice navrženy tak, aby vydržely po celou dobu životnosti převodovky, zhoršené provozní podmínky či požadavky na prodlouženou životnost však mohou vést k nutné výměně některých z nich.

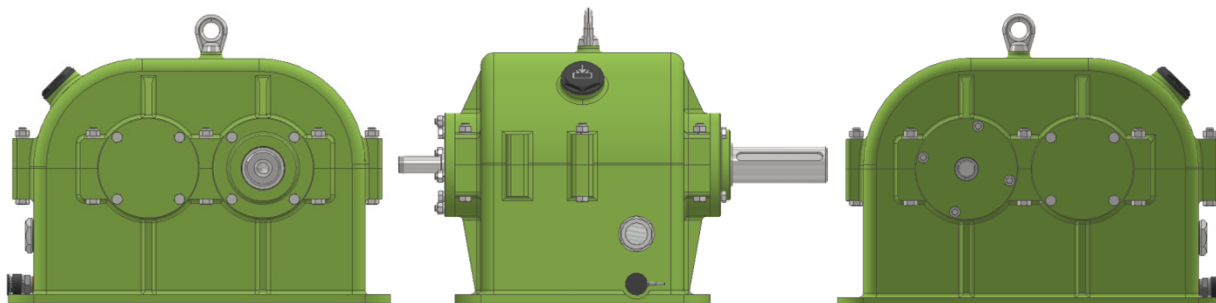
Jelikož jsou hodnoty deformací hřídelí menší než dovolené, očekává se, že záběr ozubených kol bude bezproblémový a nebude tak docházet k předčasnému poškození zubů. Před spuštěním převodovky do sériové výroby by však bylo vhodné provést např. otiskovou zkoušku, která tuto skutečnost ověří. V případě, že by kontakt ozubených kol nebyl rovnoměrný, ale hranový, bylo by nutno navrhnout podélnou modifikaci zubu, která by toto kompenzovala⁴.

Pokud by běhové zkoušky prokázaly zvýšenou hladinu hluku a vibrací, bylo by potřeba navrhnout výškovou modifikaci evolventy, která odstraní tzv. vstupní ráz⁴.

Rovněž by bylo vhodné vyzkoušet, zda se rozstříkem od ozubených kol olej dostane v dostatečném množství ke všem ložiskům. V případě, že by některé ložisko nebylo dostatečně mazáno, bylo by potřeba navrhnout kanálky, kterými by k němu olej proudil lépe.

Základní parametry navržené převodovky:

- Vstupní hřídel - $\varnothing 22$ js6 x 50 – 1x těsné pero 6e7 x 5 x 40
- Výstupní hřídel - $\varnothing 42$ k6 x 110 – 2x těsné pero 12e7 x 8 x 100
- Hmotnost: 87kg
- Rozměry základny: 450 x 295mm



Obr. 8.1 - Promítnuté pohledy navržené převodovky

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu této bakalářské práce, panu Ing. Miroslavu Trochtovi za cenné rady a připomínky jak k technické, tak formální stránce práce.

9. SEZNAM LITERATURY

1. KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.
2. MORAVEC, Vladimír a Jiří HAVLÍK. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005. ISBN 80-248-0878-1.
3. KALÁB, Květoslav. *Návrh čelního soukolí se šikmými zuby*, vysokoškolská příručka. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2010
4. MORAVEC, Vladimír. *Konstrukce strojů a zařízení II.: čelní ozubená kola : teorie, výpočet, konstrukce, výroba, kontrola*. Ostrava: Montanex, 2001. ISBN 80-7225-051-5.
5. MRŇÁK, Ladislav a Alexander DRDLA. *Mechanika: Pružnost a pevnost pro střední průmyslové školy strojnické*, 3. opravené vydání. Praha: SNTL, 1980
6. LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
7. KALÁB, Květoslav. *Návrh a výpočet spojů pro přenos krouticího momentu z hřídele na náboj: vysokoškolská příručka*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2003. ISBN 80-248-0542-1
8. BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů II, Hřídele, tribologie, ložiska*. 2. opravené vydání. Brno: Vysoké učení technické Brno, 1987.
9. KALÁB, Květoslav. *Návrh a výpočet dynamicky namáhaného šroubu přírubového spoje*, vysokoškolská příručka. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2013.
10. NĚMČEK, Miloš a Ivan MIKEŠ. *Návody na cvičení I: Konstrukce převodových skříní*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1993. ISBN 80-7078-200-5.
11. *Valivá ložiska - ZKL 3/09/cz* - hlavní katalog firmy ZKL, a.s., Žilina, 2009
12. ČSN 01 4686 - *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*
13. ČSN ISO 21771 *Čelní kola a soukolí s evolventním ozubením - pojmy a geometrie*
14. Technická podpora: Oceli k zušlechťování podle EN 10083-1. *Bolzano.cz* [online]. Kladno: Bohdan Bolzano, 2018 [cit. 2018-04-15]. Dostupné z: https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10083/MOP_vlastnosti_41Cr4.pdf
15. Chapter 6: Stress Concentration. *Me.utep.edu* [online]. El Paso: The University of Texas at El Paso, 2018 [cit. 2018-04-15]. Dostupné z: <http://me.utep.edu/cmstewart/documents/ME3334/Lecture%20%20-%20Supplemental.pdf>
16. Produkty: Prvky pro hydraulické systémy. *Elesa-ganter.cz* [online]. Praha: Elesa+Ganter CZ, 2018 [cit. 2018-04-15]. Dostupné z: <https://www.elesa-ganter.cz/vyroby/prvky-pro-hydraulicke-systemy>

10. SEZNAM PŘÍLOH

Tabulkové:

Příloha A - Geometrie ozubení prvního stupně

Příloha B - Geometrie ozubení druhého stupně

Příloha C - Vstupní a výstupní hodnoty pevnostní kontroly prvního stupně

Příloha D - Vstupní a výstupní hodnoty pevnostní kontroly druhého stupně

Výkresové:

BC-ZYM-S01 - Sestavný výkres převodovky

BC-ZYM-V06 - Výrobní výkres ozubeného kola č.2

PŘÍLOHA A - GEOMETRIE OZUBENÍ PRVNÍHO STUPNĚ

		Rozměr	PASTOREK		KOLO
Typ ozubení			Vnější		Vnější
Normální boční vůle	j_n	[mm]		0.0000	
Počet zubů	z	[-]	23		128
Počet zubů náhradního kola	z_n	[-]	25.060		139.463
Normální modul	m_n	[mm]		1.750	
Čelní modul	m_t	[mm]		1.804	
Úhel sklonu zubu roztečný	β	[°]		14.10000	
Úhel sklonu zubu základní	β_b	[°]		13.39669	
Úhel záběru čelní	α_t	[°]		18.52152	
Úhel záběru pracovní	α_{wt}	[°]		16.89503	
Osová vzdálenost pracovní	a	[mm]		135.00000	
Osová vzdálenost roztečná	a_d	[mm]		136.22931	
Osová vzdálenost bezvůlová	a_{jn}	[mm]		135.00000	
Jednotková korekce bezvůlová	x_{jn}	[-]	0.50462	$\Sigma = -0.67314$	-1.17777
Jednotková korekce	x	[-]	0.50462	$\Sigma = -0.67314$	-1.17777
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	0.88309		-2.06109
Jednotková změna výšky hlavy	k^*	[-]		0.02932	
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	38.01650		221.58612
základní kružnice	d_b	[mm]	39.35079		218.99569
kr.začátku evolventy	d_{ff}	[mm]	39.62483		223.83632
kružnice začátku záběru	d_{ffr}	[mm]	39.62527		225.05314
valivé kružnice	d_w	[mm]	41.12583		228.87417
roztečné kružnice	d	[mm]	41.50032		230.95831
kružnice konce záběru	d_{Na}	[mm]	47.50000		231.10000
kružnice srážecí hrany	d_{Fa}	[mm]	---		---
hlavové kružnice	d_a	[mm]	47.50000		231.10000
Tvarový přesah	c_f	[mm]	0.00022		0.60841
Tloušťka zubu na patní kružnici	s_f	[mm]	---		3.62711
základní kružnici	s_b	[mm]	3.60998		3.84403
začátku evolventy	s_{ff}	[mm]	3.61271		3.25706
valivé kružnici	s_w	[mm]	3.41014		2.04094
roztečné kružnici	s	[mm]	3.32276		1.40951
začátku sražení	s_{Fa}	[mm]	---		---
hlavové kružnici	s_a	[mm]	0.58064		1.36414
Výška paty	h_f	[mm]	1.74191		4.68609
hlavy	h_a	[mm]	2.99984		0.07085
zubu	h	[mm]	4.74175		4.75694
Společná šířka kol	b	[mm]		45.500	
Délka evolventy	ev	[mm]	4.35902		3.77235
Délka funkční evolventy	ev	[mm]	4.35879		3.14880
Měrný skluz na patě		[-]	-1.84861		-1.85474
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.64971		0.64895
Poměr b/d	ψ_d	[-]	1.096		0.197
Poměr b/m _n	ψ_m	[-]		26.000	
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		2.04168	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		2.01617	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		4.05785	
Délka dotyku 1 páru zubů	L_{pmax}	[mm]		46.77272	
Celková délka dotyku minim.	L_{smin}	[mm]		95.47934	
Celková délka dotyku maxim.	L_{smax}	[mm]		95.85450	
Čelní rozteč	p_t	[mm]		5.66857	
Čelní rozteč základní	p_{tb}	[mm]		5.37496	
KONTROLNÍ ROZMĚRY					
Kontrolní rozměr přes zuby	W	[mm]	14.06739		71.81721
Měřeno na průměru	dW	[mm]	41.66237		229.86943
Počet měřených zubů	z_w	[-]	3		14
Minimální šířka kola pro měření	b_{min}	[mm]	3.427		17.496
Měřená konstant. tloušťka zubu	s_c	[mm]	3.00546		1.27492
Měřeno v konst. výšce (od hlavy)	h_c	[mm]	2.51157		-0.13628
Kontrolní rozměr přes kuličky	M	[mm]	43.84617		233.47769
Průměr kuličky	d_t	[mm]	2.15902		3.57017
Průměr kontaktu kuliček	dM	[mm]	41.12583		228.87417
ZÁKLADNÍ PROFIL					
Poměrná výška hlavy profilu	h'_{ap}	[-]	1.25000		1.25000
Poměrná hlavová vůle profilu	c'_p	[-]	0.25000		0.25000
Poměrný rádius paty profilu	ρ'_{fp}	[-]	0.32000		0.32000
Úhel profilu	α_p	[°]		18.00000	
HŘEBENOVÝ NÁSTROJ					
Poměrná výška hlavy	h'_{ap0}	[-]	1.50000		1.50000
Poměrný rádius zaoblení hlavy	ρ'_{ap0}	[-]	0.32000		0.32000
Poměrná výška ke sražení	h'_{ffp0}	[-]	---		---
Úhel profilu srážecí hrany	α_{kp0}	[°]	---		---
Úhel profilu protuberance	α_{prp0}	[°]	---		---
Poměrná výška k protuberanci	h'_{FaP0}	[-]	---		---
Velikost protuberance	pr_{p0}	[mm]	---		---

PŘÍLOHA B - GEOMETRIE OZUBENÍ DRUHÉHO STUPNĚ

		<i>Rozměr</i>	<i>PASTOREK</i>		<i>KOLO</i>
Typ ozubení			Vnější		Vnější
Normální boční vůle	j_n	[mm]		0.0000	
Počet zubů	z	[-]	26		69
Počet zubů náhradního kola	z_n	[-]	28.845		76.549
Normální modul	m_n	[mm]		2.750	
Čelní modul	m_t	[mm]		2.854	
Úhel sklonu zubu roztečný	β	[°]		15.50000	
Úhel sklonu zubu základní	β_b	[°]		14.72375	
Úhel záběru čelní	α_t	[°]		18.63323	
Úhel záběru pracovní	α_{wt}	[°]		17.92142	
Osová vzdálenost pracovní	a	[mm]		135.00000	
Osová vzdálenost roztečná	a_d	[mm]		135.55508	
Osová vzdálenost bezvůlová	a_{jn}	[mm]		135.00000	
Jednotková korekce bezvůlová	x_{jn}	[-]	0.36354	$\Sigma = -0.19815$	-0.56169
Jednotková korekce	x	[-]	0.36354	$\Sigma = -0.19815$	-0.56169
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	0.99974		-1.54466
Jednotková změna výšky hlavy	k^a	[-]		0.00370	
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	67.94805		185.57227
základní kružnice	d_b	[mm]	70.30932		186.59013
kr.začátku evolventy	d_{ff}	[mm]	70.75741		189.18583
kružnice začátku záběru	d_{Hf}	[mm]	70.93905		190.61689
valivé kružnice	d_w	[mm]	73.89474		196.10526
roztečné kružnice	d	[mm]	74.19857		196.91159
kružnice konce záběru	d_{Na}	[mm]	83.00000		200.60000
kružnice srážecí hrany	d_{Fa}	[mm]	---		---
hlavové kružnice	d_a	[mm]	83.00000		200.60000
Tvarový přesah	c_F	[mm]	0.09082		0.71553
Tloušťka zubu na patní kružnici	s_f	[mm]	---		---
základní kružnici	s_b	[mm]	5.54023		5.31408
začátku evolventy	s_{ff}	[mm]	5.54052		5.10209
valivé kružnici	s_w	[mm]	5.04700		3.55951
roztečné kružnici	s	[mm]	4.96936		3.31591
začátku sražení	s_{Fa}	[mm]	---		---
hlavové kružnici	s_a	[mm]	1.14226		2.06038
Výška paty	h_f	[mm]	3.12526		5.66966
hlavy	h_a	[mm]	4.40072		1.84421
zubu	h	[mm]	7.52597		7.51386
Společná šířka kol	b	[mm]		65.500	
Délka evolventy	ev	[mm]	6.69324		5.96104
Délka funkční evolventy	ev	[mm]	6.60172		5.23281
Měrný skluz na patě		[-]	-1.94263		-2.00355
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.66706		0.66017
Poměr b/d	Ψ_d	[-]	0.883		0.333
Poměr b/ m_n	Ψ_m	[-]		23.818	
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		2.04094	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		2.02608	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		4.06703	
Délka dotyku 1 páru zubů	L_{pmax}	[mm]		67.72388	
Celková délka dotyku minim.	L_{zmin}	[mm]		138.18496	
Celková délka dotyku maxim.	L_{zmax}	[mm]		139.05686	
Čelní rozteč	p_t	[mm]		8.96545	
Čelní rozteč základní	p_{tb}	[mm]		8.49551	
KONTROLNÍ ROZMĚRY					
Kontrolní rozměr přes zuby	W	[mm]	30.18984		62.82984
Měřeno na průměru	d_W	[mm]	76.13115		196.23573
Počet měřených zubů	z_W	[-]	4		8
Minimální šířka kola pro měření	b_{min}	[mm]	8.068		16.791
Měřená konstant. tloušťka zubu	s_c	[mm]	4.49483		2.99927
Měřeno v konst. výšce (od hlavy)	h_c	[mm]	3.67049		1.35695
Kontrolní rozměr přes kuličky	M	[mm]	78.88526		203.02747
Průměr kuličky	d_t	[mm]	3.78371		5.32725
Průměr kontaktu kuliček	d_M	[mm]	73.89474		196.10526
ZÁKLADNÍ PROFIL					
Poměrná výška hlavy profilu	h'_{ap}	[-]	1.25000		1.25000
Poměrná hlavová vůle profilu	c'_p	[-]	0.25000		0.25000
Poměrný radius paty profilu	ρ'_{fp}	[-]	0.32000		0.32000
Úhel profilu	α_p	[°]		18.00000	
HŘEBENOVÝ NÁSTROJ					
Poměrná výška hlavy	h'_{ap0}	[-]	1.50000		1.50000
Poměrný radius zaoblení hlavy	ρ'_{ap0}	[-]	0.32000		0.32000
Poměrná výška ke sražení	h'_{fpp0}	[-]	---		---
Úhel profilu srážecí hrany	α_{kp0}	[°]	---		---
Úhel profilu protuberance	α_{prp0}	[°]	---		---
Poměrná výška k protuberanci	h'_{fap0}	[-]	---		---
Velikost protuberance	ρ_{fp0}	[mm]	---		---

PŘÍLOHA C - VSTUPNÍ A VÝSTUPNÍ HODNOTY PEVNOSTNÍ KONTROLY PRVNÍHO STUPNĚ

	PASTOREK	KOLO
Geometrie	Viz PŘÍLOHA A	
MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI		
Materiál	14 140 - zušlechtěno	14 140 - zušlechtěno
σ_{0Flimb}	512 MPa	512 MPa
σ_{0Hlim}	690 MPa	690 MPa
V_{HV}	285	285
J_{HV}	285	285
R_m	883 MPa	883 MPa
R_e	637 MPa	637 MPa
E	$2,1 \cdot 10^5$ MPa	$2,1 \cdot 10^5$ MPa
μ	0,3	0,3
ZATÍŽENÍ		
T_1	95,5 Nm	
Y_A	1	1
K_A	1	
K_{AS}	2	
ROZMĚRY		
b	50 mm	45,5 mm
d_b	2 mm	
OSTATNÍ SOUČinitele		
$K_{H\beta}$	1,077	
Z_R	1	1
$K_{F\alpha}$	0,9	
$K_{H\alpha}$	0,6	
K_F	0,969	
K_{Fv}	1	
$K_{F\beta}$	1,077	
Y_β	0,883	
Y_{FS}	2,352	2,860
Y_{Fe}	0,934	1,749
Y_{Se}	2,519	1,635
K_H	0,646	
K_{Hv}	1	
Z_ϵ	0,7	
Z_H	2,669	
Z_E	191,646	
Z_β	0,985	
KONTROLA NA OHYB		
σ_F	108 MPa	141,4 MPa
σ_{FP}	512 MPa	512 MPa
S_F	4,741	3,620
σ_{Fmax}	216 MPa	282,9 MPa
σ_{FPmax}	1024 MPa	1024 MPa
KONTROLA NA DOTYK		
σ_H	480,6 MPa	480,6 MPa
σ_{HP}	690 MPa	690 MPa
S_H	1,436	1,436
σ_{Hmax}	679,7 MPa	679,7 MPa
σ_{HPmax}	1783,6 MPa	1783,6 MPa

PŘÍLOHA D - VSTUPNÍ A VÝSTUPNÍ HODNOTY PEVNOSTNÍ KONTROLY DRUH STUPNĚ

	PASTOREK	KOLO
Geometrie	Viz PŘÍLOHA B	
MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI		
Materiál	14 140-povrch.kal. po boku	14 140-povrch.kal. po boku
σ_{0Flimb}	450 MPa	450 MPa
σ_{0Hlim}	1140 MPa	1140 MPa
V_{HV}	600	600
J_{HV}	250	250
R_m	785 MPa	785 MPa
R_e	539 MPa	539 MPa
E	$2,1 \cdot 10^5$ MPa	$2,1 \cdot 10^5$ MPa
μ	0,3	0,3
ZATÍŽENÍ		
T_1	500,1 Nm	
Y_A	1	1
K_A	1	
K_{AS}	2	
ROZMĚRY		
b	70 mm	65,5 mm
d_b	2 mm	
OSTATNÍ SOUČinitele		
K_{HB}	1,228	
Z_R	1	1
K_{Fa}	1	
K_{Ha}	0,6	
K_F	1,228	
K_{Fv}	1	
$K_{F\beta}$	1,228	
Y_β	0,871	
Y_{FS}	2,439	2,824
Y_{Fe}	1,061	1,648
Y_{Se}	2,298	1,714
K_H	0,737	
K_{Hv}	1	
Z_ϵ	0,7	
Z_H	2,581	
Z_E	191,646	
Z_β	0,982	
KONTROLA NA OHYB		
σ_F	182,6 MPa	226 MPa
σ_{FP}	450 MPa	450 MPa
S_F	2,465	1,992
σ_{Fmax}	365,2 MPa	451,9 MPa
σ_{FPmax}	900 MPa	900 MPa
KONTROLA NA DOTYK		
σ_H	570 MPa	570 MPa
σ_{HP}	1140 MPa	1140 MPa
S_H	2,000	2,000
σ_{Hmax}	806,1 MPa	806,1 MPa
σ_{HPmax}	2400 MPa	2400 MPa

